

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2004-069071
 (43)Date of publication of application : 04.03.2004

(51)Int.Cl.

F16C 41/00
 B60R 16/02
 G01N 19/02
 // G01P 3/487
 G01P 15/18

(21)Application number : 2003-384184

(71)Applicant : NSK LTD

(22)Date of filing : 13.11.2003

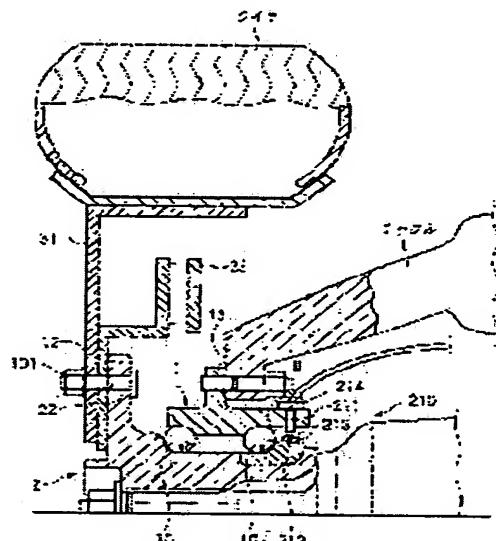
(72)Inventor : ISHIKAWA HIROO

(54) HUB BEARING HAVING SLIP SENSOR FOR MEASURING ROAD SURFACE FRICTION COEFFICIENT

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a hub bearing having a slip sensor for measuring a road surface friction coefficient capable of accurately determining a slip ratio of a wheel and thereby appropriately controlling stable running of a vehicle.

SOLUTION: An axle unit 210 including a hub bearing unit mounted to a knuckle as a wheel support material has a slip sensor 211 formed by integrating an acceleration sensor and a rotation sensor. An outer ring 1 has a non-circular mounting hole 214 for mounting the slip sensor 211 to a part inside the wheel 31 and inside balls 10. The slip sensor 211 has a mounting section 215 corresponding to the shape of the mounting hole 214 and is mounted to the mounting hole 214.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-69071

(P2004-69071A)

(43) 公開日 平成16年3月4日(2004.3.4)

(51) Int.CI.⁷

F 16C 41/00
B 60R 16/02
G 01N 19/02
// G 01P 3/487
G 01P 15/18

F 1

F 16C 41/00
B 60R 16/02 661B
B 60R 16/02 661Z
G 01N 19/02 B
G 01P 15/00 K

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 1 O.L. 公開請求 (全 58 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号
(22) 出願日

特願2003-384184 (P2003-384184)
平成15年11月13日 (2003.11.13)

(71) 出願人 000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎1丁目6番3号
(74) 代理人 100105647
弁理士 小栗 昌平
(74) 代理人 100105474
弁理士 本多 弘徳
(74) 代理人 100108589
弁理士 市川 利光
(74) 代理人 100115107
弁理士 高松 猛
(74) 代理人 100090343
弁理士 栗宇 百合子
(72) 発明者 石川 寛朗
神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号
日本精工株式会社内

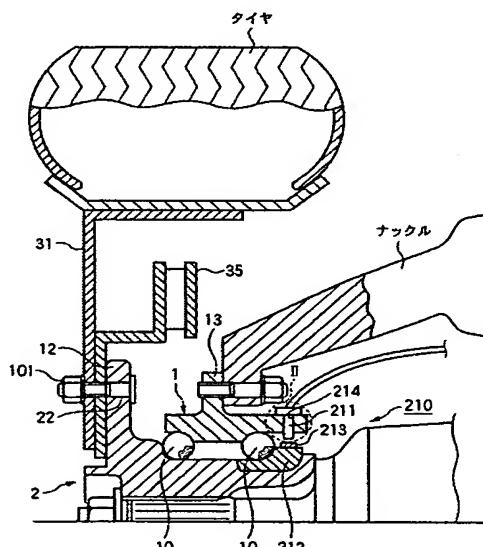
(54) 【発明の名称】路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受

(57) 【要約】

【課題】 車輪のスリップ率を精度良く求めることができ、それにより車両の安定した走行をより適切に制御できるようにする路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受を提供する。

【解決手段】 車輪支持部材であるナックルに取付けられたハブ軸受ユニットを含む車軸ユニット210は、加速度センサと回転センサとが一体化されたスリップセンサ211を有している。外輪1はホイール31より内側で、且つ玉10よりも内側にスリップセンサ211を取付けるための非円形状の取付け孔214を有し、スリップセンサ211は、取付け孔214の形状に対応した取付け部215を有して取付け孔214に取付けられている。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項1】**

路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受は、

- (a) 内輪部材と、
- (b) 転動体と、
- (c) ホイールに取付けられる外輪と、
- (d) スリップセンサとを含み、

外輪は、ホイールより内側で、且つ転動体より内側に非円形孔を有し、

スリップセンサは、車輪の進行方向の加速度を測定する加速度センサと、車輪の回転速度を測定する回転センサとを有し、且つ外輪の非円形孔に取付けるための取付け部を有する。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は自動車のスタビリティコントロール（安定走行制御）に用いる路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受に関する。

【背景技術】**【0002】**

近年、車両にスタビリティコントロールシステムが採用されている。それには、各車輪毎のスリップ率、スリップ状態、路面摩擦係数を高い精度で測定できる路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受が望まれていた（例えば、特許文献1及び特許文献2参照。）。（スリップ率とは、タイヤの周速とタイヤの進行速度（対地速度）の差を表したものである。一般にタイヤが地面をグリップしている時でも部分スリップによってスリップ率が、0.001、0.01、0.1などになると言われている。）

【特許文献1】特開2003-118554号公報

【特許文献2】特許第2738662号明細書

【発明の開示】**【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

ところで、スタビリティコントロールでは、各車輪の回転角速度と、各車輪の進行方向の加速度とを高精度に測定して各車輪のスリップ率や路面摩擦係数を求め、自動車の走行状態や旋回状態を把握する必要がある。

しかしながら、特許文献2に開示されている加速度・角加速度測定装置においては、本明細書中の図4（特許文献2の図3）に示すように、回転センサと加速度センサとが一体になったスリップセンサが、ホイールより外側に軸受を介して取付けられており、スリップセンサの加速度センサの方向が不安定となり、高精度な加速度が求まらず、各車輪毎のスリップ率、スリップ状態を精度よく求められないという問題があった。さらに、スリップセンサに接続される配線がホイールの外側に出るという問題もあった。

【0004】

本発明は、上記事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、車輪のスリップ率を精度良く求めることができ、それにより車両の安定した走行をより適切に制御できるようする路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受を提供することにある。

【課題を解決するための手段】**【0005】**

前述した目的を達成するために、本発明に係る路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受は、下記の点を特徴としている。

【0006】

路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受は、

- (a) 内輪部材と、
- (b) 転動体と、

10

20

30

40

50

- (c) ホイールに取付けられる外輪と、
- (d) スリップセンサとを含み、

外輪は、ホイールより内側で、且つ転動体より内側に非円形孔を有し、

スリップセンサは、車輪の進行方向の加速度を測定する加速度センサと、車輪の回転速度を測定する回転センサとを有し、且つ外輪の非円形孔に取付けるための取付け部を有する。

【発明の効果】

【0007】

本発明に係る路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受によれば、スリップセンサが、ホイールより内側で且つ転動体より内側において外輪に取付けられているので、各車輪毎の加速度及び角速度を安定して高精度に検出することができ、且つ配線がホイールより内側となるので邪魔にならない。よって配線の影響を受けず、車輪のスリップ率、スリップ状態を精度良く求めることができ、それにより車両の安定した走行をより適切に制御できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

以下、本発明に係る実施の形態例を図面に基づいて詳細に説明する。

図1～図3を参照して、本発明の一実施形態に係る路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受について説明する。

図1に示すように、車軸ユニット（または車輪ユニット）210は、本発明に係るハブ軸受ユニット（ホイール軸受ユニットとも言う。）と、加速度センサ及び回転センサが一体化されたスリップセンサ211を有している。

ハブ軸受ユニットの外輪1は、その外周面に結合フランジ13を有しており、結合フランジ13が車輪支持部材であるナックルと締結されることによって、外輪1は車両の基台に固定されている。

外輪1の内周面の車軸先端部側には第1の外輪軌道が、車軸基端部側には第2の外輪軌道が、軸方向に間隔をおいて互いに平行に形成されている。

ハブ軸受ユニットの内輪部材を構成するハブ2は、車軸先端部側の端部外周面に取付けフランジ12を有しており、複数のボルト22とナット101とにより取付けフランジ12がホイール31に締結されることによって、ハブ2は車輪に連結されている。尚、取付けフランジ12には、制動ユニットを構成するディスクロータ35も取付けられている。

ハブ2の中央部外周面には、前記第1の外輪軌道に対向する第1の内輪軌道が設けられており、またハブ2の車軸基端部側の端部には、回転部材212が外嵌固定されており、回転部材212の外周面には、前記第2の外輪軌道に対向する第2の内輪軌道が形成されている。

前記第1及び第2の外輪軌道と内輪軌道との間には、それぞれ転動体である複数の玉0が周方向に転動自在に保持されており、ハブ2は外輪1に対して回転自在とされている。

【0009】

さらに図2及び図3を参照して、前記第2の外輪軌道よりさらに車軸基端部側の外輪1の端部には、スリップセンサ211を取付けるための非円形状（図示の例においては、六角形状、又は略馬蹄形状）の取付け孔214が形成されており、また、スリップセンサ211は取付け孔214の形状に対応した取付け部215を有しており、スリップセンサ211の取付け部215が外輪1の取付け孔214に嵌合して、スリップセンサ211は外輪1に取付けられている。従って、車両に組み付けられた状態において、スリップセンサ211はホイール31の内側（即ち、車両中央部側）に配置されている。

スリップセンサ211は、先端部に回転センサ222を配しており、この回転センサ222が回転部材212に取付けられたエンコーダ213に対向して配されている。尚、図中では径方向に対向しているが、軸方向に対向してもよい。

スリップセンサ211の加速度センサ221は、x方向（車輪進行方向）とy方向（車

輪横方向)に各々2個、z方向(車輪縦方向)に1個取付けられている。尚、3軸の加速度センサと、2軸(x, y軸)の角加速度センサを一体化したセンサを用いてもよい。例えば、株式会社ワコーから、以下の製品及び特許文献が開示されている。

U S 6 2 8 2 9 5 6 Multi-axial Angular velocity sensor

U S 6 2 6 9 6 9 7 Angular velocity sensor using piezoelectric element

U S 6 0 9 8 4 6 1 Acceleration sensor using piezoelectric element

U S 5 8 5 0 0 4 0 Multi-axial acceleration sensor using

尚、y方向の加速度センサ221は、旋回時に必要となる。また、z方向の加速度センサ221は、路面の凹凸による振動成分の影響を補正するために用いるものであるがなくともよい。

前記車輪の進行方向の加速度及び回転角速度に応じてスリップセンサ211から出力される加速度信号及び回転角速度信号は、車両内部に配索されたワイヤハーネスにより伝送されて、スタビリティコントロールを行う制御器(図示せず。)に入力される。

【0010】

上述した路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受によれば、ホイール31より内側で且つ第2の外輪軌道と内輪軌道との間に配される玉10よりも内側の外輪1の端部にスリップセンサ211を取付けるための非円形状の取付け孔214が設けられており、またスリップセンサ211に取付け孔214の形状に対応した取付け部215が設けられており、取付け孔214と取付け部215とを嵌合させて、スリップセンサ211を外輪1に取付けるようにしたので、車輪の回転に伴う振動等によりスリップセンサ211が取付け孔214の中でズレることを防止することができる。従って、安定して高精度に車輪の加速度及び回転角速度を検出することができる。さらに、スリップセンサ211と前記制御器とを電気的に接続する配線が車両内部に配索されるので、外部の障害物等により配線を誤って断線させてしまうことがない。

【0011】

次に本発明に係るスリップセンサを用いて各車輪毎のスリップ率を求め、スタビリティコントロールを行う計算例及び応用例を示す。

【0012】

(計算例・応用例)

初めに各車輪の対地速度Vを求める計算方法を示す。尚、車体の対地速度を求める場合、加速度センサは車体に設けてもよい。その場合は、各車輪の対地速度を車体の対地速度と以下読み替える。その場合、直進時では各車輪の加速度や対地速度は車体の加速度や対地速度と置き換えるとよい。

【0013】

特許文献2の[0050]には、加速度計の出力を時間積分して車軸系の対地速度が求められると記載されているが、ここでは、微分によって各車輪の対地速度を正確に求める計算例を示す。

【0014】

図5に示すように、実走行時には、各車輪において、特に駆動輪では駆動時に車輪の半径Rで、部分スリップが生じて一定の速度が出ている。これを仮に、部分スリップが0で同じ速度が出ていると仮定すると、各車輪の半径が小さく変化していると考えることができ、この各車輪の半径を仮想半径rとする。仮想半径は、駆動時には、実際の半径より小さくなり、逆に制動時には大きくなる。

【0015】

各軸がり軸受ユニット(又は車輪支持部材、又は、車軸ユニット、又は車輪ユニット)210に取付けた回転センサ222により検出される車輪回転角速度ωと、各車輪支持部材に取付けた加速度センサ221から検出される各車輪のx方向についての加速度α_xを用いると、各車輪の対地速度Vは、次式で表される。

【0016】

【数1】

$$V = r\omega \quad \dots (101)$$

【0017】

ここで、仮想半径 r が一定（以下、 $r = \text{const}$ と表す）と仮定して、上式を時間微分（式中 $'$ で表す）して、式の変形を行うと、仮想半径 r は次式のように表される。

【0018】

【数2】

$$V' = r\omega' \quad \dots (102)$$

【0019】

【数3】

$$\alpha_x = r\omega' \quad \dots (103)$$

【0020】

【数4】

$$r = \frac{\alpha_x}{\omega'} \quad \dots (104)$$

【0021】

次に、各車輪支持部材（車軸ユニットあるいは車輪ユニット）210に取付けた加速度センサ221で検出した加速度 α_x と、回転センサ222で検出した回転角速度 ω を用いて、(101)式と(104)式から次式のように、各車輪の対地速度 V を求めることができる。

【0022】

【数5】

$$V = r\omega = \frac{\alpha_x}{\omega'} \omega \quad \dots (105)$$

【0023】

尚、厳密には仮想半径 r が一定の時に、(105)式は成り立つが、各車輪において α_x / ω' が、ほぼ一定の時、各車輪の対地速度 V を(105)式から求める。ここで、 α_x / ω' がほぼ一定とは、例えば1秒間で、10mm又は1mm以内の変化、又はサンプリング間隔内で10mm又は1mm以内の変化とする。また、上記条件が成り立たなくなつた時、すなわち、 α_x / ω' が、ほぼ一定とならなくなつた時の時間を t_1 、その時の対地速度を V_{t_1} とすると、その後の各車輪の対地速度 V は、次式で求まる。

【0024】

【数6】

$$V = V_{t_1} + \int_{t_1}^t \alpha_x dt \quad \dots (106)$$

【0025】

そして、再び、 α_x / ω' がほぼ一定となった時に、各車輪の対地速度 V は、 (α_x / ω') \cdot ω の値に入れ換える事により、常時、高精度に各車輪の対地速度 V を求めることができる。

：特許第3353633号明細書（株式会社デンソー）
 :特開昭57-11149号公報（三菱電機株式会社）
 :特開平5-16789号公報（株式会社日立製作所）
 :特開平6-321082号公報（株式会社曙ブレーキ中央技術研究所）

尚、 $\alpha_{xa}/\omega \approx \text{const}$ かどうかは、例えば1秒間で、10mm又は1mm以内の変化、又はサンプリング間隔内で10mm又は1mm以内の変化とするかどうかを測定することで、判断できる。

【0026】

次に、路面勾配角度 β の影響を除去する。図6に示すように、斜面走行時は、加速度センサ221がピエゾ素子式、圧電素子式、歪ゲージ式等、加速度により発生する力を利用する加速度センサの場合は、路面勾配角度 β の影響が出るので、それを除去する必要がある。加速度センサの出力はx方向、すなわち車両の進行方向に加速したときの出力を正とする。真の加速度 α_{xa} は、加速度センサ221の出力 α_{xa} から、重力成分 $g \sin \beta$ を除去し、次式で求まる。

【0027】

【数7】

$$\alpha_{xa} = \alpha_{xa} - g \cdot \sin \beta \quad \dots \quad (107)$$

【0028】

上り坂では、 β は正となり、下り坂では、 β は負の値となる。 $\omega \approx \text{const}$ の時、おおよそ、 $\alpha_{xa} \approx 0$ となるので、路面勾配角度 β は、次式のように求めることができる。ここで、 $\omega \approx \text{const}$ とは、測定時の ω と、一定時間 Δt 後の ω の比を測定し、判断する。例えば、 ω_{t1}/ω_t が±1%又は0.1%以内であれば、 $\omega \approx \text{const}$ と判断する。

【0029】

【数8】

$$\sin \beta = \frac{\alpha_{xa}}{g} \quad \dots \quad (108)$$

【0030】

上記条件とならない時は、同じ方向の加速度を検出する2つの加速度センサ221を図7(a)のように上にS1、下にS2を配置し、その出力 α_{xa1} , α_{xa2} 、両センサ間の距離d、上記条件がくずれた時間を t_1 、上記条件がくずれる直前の路面勾配角度 β_{t1} として、次式から、その後の路面勾配角度 β を求める(図7(b)参照)。尚、特許文献2には、[0050]で、角運動量から路面勾配が求まると記載されている。

【0031】

【数9】

$$\beta = \int \int_{t_1}^t \{(\alpha_{xa2} - \alpha_{xa1})/d\} dt^2 + \beta_{t_1} \quad \dots \quad (109)$$

【0032】

(109)式中の $(\alpha_{xa2} - \alpha_{xa1})/d$ は、路面勾配角度による角加速度の差であるので、2回積分することで、路面勾配角度の変動分が求まる。また、再び、 $\omega \approx \text{const}$ となったら、(108)式で求めた値に入れ換える。これによって、路面勾配角度は、常時高精度に求められる。尚、以後、加速度 α_x とは、真の加速度 α_{xa} のことを表すものとする。

【0033】

次にタイヤのスリップ率 S について説明する。タイヤのスリップ率 S は、以下に示す式で定義される。ここで、 V_θ は、タイヤの周速度である。

【0034】

【数10】

$$S = 1 - \frac{V}{V_\theta} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots \quad (110)$$

$$S = 1 - \frac{V_\theta}{V} \quad (\text{制動時}) \quad \dots \quad (110)$$

【0035】

タイヤ周速度 V_θ は、タイヤ実半径 R と、回転センサ 222 より検出される回転角速度 ω の積として求まる。すなわち、 $V_\theta = R\omega$ である。

また、各車輪の対地速度 V は、式 (105) 及び式 (106) によって常時求まっているので各タイヤのスリップ率は、(110) 式より次式から求められる。

【0036】

【数11】

$$S = 1 - \frac{V}{R\omega} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots \quad (111)$$

$$S = 1 - \frac{R\omega}{V} \quad (\text{制動時}) \quad \dots \quad (111)$$

【0037】

ここで、各車輪（タイヤ）の実半径 R は、対地速度 V が (105) 式、(106) 式で常時求まっているので、 $R = V/\omega$ で求まる。ただし、 $R = V/\omega$ が成り立つのは、従動輪の場合では、ブレーキをかけない時は常時成り立ち、駆動輪の場合では、タイヤのスリップ率が、ほぼ 0、例えば、 $S = 0.01$ 以内、あるいは 0.001 以内である場合に成り立つ。

【0038】

次に駆動輪のタイヤのスリップ率がほぼ 0 になる条件、つまり、ニュートラル状態となる条件を示す。ニュートラル状態では、タイヤの走行抵抗と空気抵抗等の影響を受けなければ、図 8 に示すように、路面勾配角度 β を考慮して、次式のようになる。

【0039】

【数12】

$$\alpha_x = -g \sin \beta \quad \dots \quad (112)$$

【0040】

このニュートラル条件で実際に R を求めるためには、さらにブレーキをかけない状態で、ほぼ直進時（直進時の定義については後述する）に R を求めればよい。

【0041】

実際には、駆動輪においては、タイヤの走行抵抗と空気抵抗等により、ニュートラル条件 ($\alpha_x = -g \sin \beta$) であってもニュートラルではなくスリップ率がある。よって、自然風のない時の平地での実験等により、対地速度 V におけるニュートラル状態に対応する加速度 $\alpha_{x,n}$ （負の値）を加え、例えば、 $V = 10, 20, 30, 40, 50$ (km/h) に対応する各 $\alpha_{x,n}$ の値を記憶させ、それを加え、次式が成り立つ時、ニュートラル状態とする。

【0042】

【数13】

$$\alpha_x = -g \sin \beta + \alpha_{xN} \quad \dots \quad (113)$$

【0043】

Rは(113)式の条件の時、何回か測って平均してもよい。

【0044】

尚、 α_{xn} を記憶させない場合は、タイヤの走行抵抗および空気抵抗等の影響が小さい時、つまり、低速走行時において(112)式が成り立つ時を、ニュートラル状態とすればよい。

また、本計算では自然風(以下、風とする)など外力の影響がないものとしているが、風などの外力を考慮する場合は、前記の(113)式の状態でも、スリップが生じる。そのため、自動車の速度やエンジン回転数に対して駆動力も出ないし、エンジンブレーキもかかるない条件(例えば、エンジンスロットルの開度など)を記憶させ、その条件の時以外は、Rの測定を行わないようにする。尚、クラッチが切れていてブレーキが効いていない時は、従動輪と同様にニュートラル状態と見なしてもよい。

【0045】

また、各車輪のスリップ率が小さい条件、すなわち、低加速度で路面勾配角度が小さい時、つまり α_x も $-g \sin \beta$ も小さい時で、さらに空気抵抗が小さい時(つまり、低速度: 10 km/h以下)の時のrを平均して、Rとしてもよい。

尚、自動車の電気系統(電源)が切れる場合は、Rの値を記憶し、次に乗った時にRが求まるまで、その値を使用する。

以上のようにして、車輪の実半径Rが求まるので(111)式により各車輪の正確なスリップ率を常時求めることができる。

【0046】

尚、このように各タイヤの実半径が求まると、タイヤの異常検出にも役立つ。例えば、各タイヤがパンクした場合の異常検出は、以下に示すことを行うとよい。

まず、仮想半径r又は実半径Rが急激に小さくなった場合、アクセルスロットルを閉じる。その後、仮想半径r又はRが大きくなり、戻る場合には、単にスリップであり、戻らない場合は、パンクの可能性があるため、停止を促す。

また、t₁時からt₂時への1つの車輪のタイヤ半径減少率($R_{t_1} - R_{t_2}$) / R_{t_1} が、他の車輪のタイヤ半径減少より大きい(例えば、2~5秒で10%以上、5~20秒で5%以上)時に、同様の制御を行うとよい。

【0047】

次に、直線時の路面摩擦係数の求め方について説明する。

直進時で、部分スリップしている状態の、各車輪の路面摩擦係数をスリップ率Sを用いて求める。尚、直進時とは、各車輪の進行方向のx方向加速度 α_{xn} (n=1, 2, 3, 4)が、ほぼ等しい、あるいは、各車輪の横方向のy方向加速度 α_{yn} (n=1, 2, 3, 4)が、ほぼ0である時のことである。

ここで、車輪1, 2, 3, 4およびx, y方向は、図9に示すように定められる。各車輪のスリップ率Sと縦荷重F_zと車重Mによる慣性力(inertial force)を用いて、路面摩擦係数μを求める。部分スリップしている状態では、図10のように各車輪に作用するx方向の駆動力F_{xn}と、スリップ率S_{vn}、路面摩擦係数μ_{vn}、各車輪の縦荷重F_zには、一般的に次式が成り立つものとする。スリップ率Sが小さい領域では、F_{xn}はSに対して、ほぼ直線的に変化するものとする。

(参考文献1) : 山崎大生 摩擦ブレーキトルク推定とフィードバック制御への適用
第150回鉄道総研月例発表会講演会要旨

実際には、F_{xn}はS_{vn}に対して曲線的に変化するとも考えられるが、ここでは直線的とする。尚、曲線的変化で簡単に計算する方法は後で述べる。

また、東京大学の堀教授他は、x方向の駆動力F_{xn}を縦荷重F_zで割り、規格化した値と

スリップ率 S の特性を、 Magic Formula 等を採用し解析する試みを行っている。

(参考文献 2) : 堀洋一 電気自動車制御技術の現況と革新に向けて 電子情報通信学会東京支部シンポジウム 1998

(参考文献 3) : 坂井真一郎 電気自動車の新しい車両運動制御に関する研究 東京大学大学院学位論文 1999

(参考文献 4) : 手塚繁樹 モデルを用いたトラクションコントロールの基礎研究 尚、 k_b は、タイヤのゴム材質、トレッドパターン等の構造などにより決まる定数である。

【0048】

10

【数 14】

$$F_{x1} = 1/k_b \mu_1 F_{z1} S_1 \quad \dots \quad (114-1)$$

$$F_{x2} = 1/k_b \mu_2 F_{z2} S_2 \quad \dots \quad (114-2)$$

$$F_{x3} = 1/k_b \mu_3 F_{z3} S_3 \quad \dots \quad (114-3)$$

$$F_{x4} = 1/k_b \mu_4 F_{z4} S_4 \quad \dots \quad (114-4)$$

【0049】

車体の駆動力 F_{xc} は、ニュートンの運動方程式から求められる。即ち、重心での加速度 α_{xc} 、車重（質量）を M として、重心での運動方程式を考えると、車体質量 M と加速度 α の積 $M\alpha$ は、車体質量による慣性力 (inertial force) となる。尚、直進時の重心加速度 α_{xc} は、各車輪の x 方向加速度 α_{xz} ($n = 1 \sim 4$) の平均値として求める。尚、運動方程式中では重力による加速度成分を加え、次式のようになる。

【0050】

【数 15】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \sin \beta) \quad \dots \quad (115)$$

【0051】

実際には、車両には空気抵抗やタイヤの走行抵抗や自然風の影響が働くので、これらを R_w とし、運動方程式に考慮する必要がある。

ここで、 R_w は、微小時間では定数とみなすことになると、 F_{xc} は、次式で表される。

【0052】

【数 16】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \sin \beta) + R_w \quad \dots \quad (116)$$

【0053】

上式を時間微分すると、 R_w が消える。

また、路面勾配角度 β は、微小時間では変化しないと考えると、重力成分も消えて、次式のようになる。（ β が一定時間変化しない時に計算してもよい。）

【0054】

【数 17】

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots \quad (117)$$

【0055】

次に (114) 式を時間微分すると、次式のようになる。ここで、微小時間では、 μ 。

、 $F_{..}$ 、 β は変化しないものとする。

【0056】

【数18】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} S'_1 \quad \dots \quad (1\ 1\ 8-1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} S'_2 \quad \dots \quad (1\ 1\ 8-2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} S'_3 \quad \dots \quad (1\ 1\ 8-3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} S'_4 \quad \dots \quad (1\ 1\ 8-4)$$

【0057】

(1 1 7) 式、(1 1 8) 式を連立させると、次式のようになる。

【0058】

【数19】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot S'_1 \quad \dots \quad (1\ 1\ 9-1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot S'_2 \quad \dots \quad (1\ 1\ 9-2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot S'_3 \quad \dots \quad (1\ 1\ 9-3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot S'_4 \quad \dots \quad (1\ 1\ 9-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots \quad (1\ 1\ 9-5)$$

【0059】

(1 1 9) 式の連立方程式を解いて、各車輪の路面摩擦係数の求め方を示す。つまり、直進時は、各車輪のスリップ率 $S_{..}$ と各車輪が受ける縦荷重 $F_{..}$ 、車体質量 M による慣性力 (inertial force) $M\alpha$ を用いて、各車輪の路面摩擦係数 μ 、および各車輪の駆動力 $F_{..}$ が求まる。尚、各車輪ごとの縦荷重を直接測定した値を使ってさらに簡単に計算する方法と縦荷重測定方法は後述するが、まず、計算によって縦荷重を求めて、それによって路面摩擦係数を求める方法を示す。

【0060】

変数が多すぎるので、一旦各車輪の路面摩擦係数を 4 輪とも等しいと仮定し、 μ とする。

【0061】

【数20】

$$\mu_n = \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 \quad \dots \quad (120)$$

【0062】

次に、荷重分担比 f_n ($n = 1, 2, 3, 4$) を用いる。この荷重分担比は、微小時間では定数と考える。荷重分担比は、車重 M の各車輪にかかる分担比率であるので、各車輪の縦荷重は $F_{xn} = f_n M g \cdot \cos \beta$ で求まる（図1-1参照）。荷重分担比を用いると、(1-9) 式は、次式のようになる。

【0063】

【数21】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_1 M g \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots \quad (121-1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_2 M g \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots \quad (121-2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_3 M g \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots \quad (121-3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_4 M g \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots \quad (121-4)$$

$$F'_{xc} = M \alpha'_{xc} \quad \dots \quad (121-5)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots \quad (121-6)$$

【0064】

次に各車輪へのトルク配分比 k_{nn} ($n = 1, 2, 3, 4$) を用いる。このトルク配分比 k_{nn} とは、駆動装置のトルク T_n を各車輪に配分する比率で、自動車の駆動装置が配分し、求まる値であり、各車輪のトルクは $T_{nn} = k_{nn} T_n$ となる。

そして、 $k_{n1} + k_{n2} + k_{n3} + k_{n4} = 1$ の関係が成り立つ。

駆動方式には2輪駆動方式と4輪駆動方式があるが、2輪駆動方式は後で述べるとして、ここでは4輪駆動方式について述べる。トルク配分については、各車輪のスリップが大きいときにトルク配分を変える自動車もある。その場合でも本発明が対象とするのは実スリップの起きない部分スリップの範囲なので、各車輪について4輪駆動なら 25% - 25% - 25% - 25%、2輪駆動なら 50% - 50% - 0% - 0% のトルク配分として考えるとよい。そして、特別な可変機構を用いている場合は回転差などに対する可変機構の特性を与えるとよい。尚、各車輪のトルクは、各車輪の駆動力 F_{xn} と各車輪のタイヤ実半径 R_n の積があるので、次式が成り立つ。

【0065】

【数22】

$$T_n = F_{xn} \cdot R_n \quad \dots \quad (122)$$

【0066】

上式を変形すると、次式となる。

【0067】

【数23】

$$F_{xn} = T_n / R_n = k_{dn} \cdot T_c / R_n \quad \dots (1 \ 2 \ 3)$$

【0068】

また、直進時の車体の駆動力は、各車輪の駆動力の和であるから、次式が成り立つ。

【0069】

【数24】

$$F_{xc} = \sum_{n=1}^4 F_{xn} = \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} T_c \quad \dots (1 \ 2 \ 4)$$

【0070】

(1 2 3), (1 2 4) 式を時間微分すると次式を得る。

ここで、 k_{dn} , R_n は、微小時間では変化しないものとする。

【0071】

【数25】

$$F'_{xn} = \frac{k_{dn}}{R_n} T'_c \quad \dots (1 \ 2 \ 5 - 1)$$

$$F'_{xc} = \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} T'_c \quad \dots (1 \ 2 \ 5 - 2)$$

【0072】

(1 2 5 - 1) 式を (1 2 1 - 1 ~ 6) 式に代入し、更に (1 2 5 - 2) 式を加えると
、次のようになる。

【0073】

【数26】

$$\frac{k_{d1}}{R_1} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_1 Mg \cos \beta S'_1 \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 1)$$

$$\frac{k_{d2}}{R_2} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_2 Mg \cos \beta S'_2 \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 2)$$

$$\frac{k_{d3}}{R_3} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_3 Mg \cos \beta S'_3 \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 3)$$

$$\frac{k_{d4}}{R_4} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_4 Mg \cos \beta S'_4 \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 5)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 6)$$

$$F'_{xc} = \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} T'_c \quad \dots (1 \ 2 \ 6 - 7)$$

【0074】

(1 2 6 - 7) 式に (1 2 6 - 5) 式を代入し、次式となる。

【0075】

【数27】

$$T'_c = F'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. = M\alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. \quad \dots (1 \ 2 \ 7)$$

【0076】

(1 2 7) 式を (1 2 6 - 1) ~ (1 2 6 - 4) 式に代入すると、連立方程式は次式のようになる。

【0077】

【数28】

$$\frac{k_{d1}}{R_1} \cdot M\alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. = \frac{1}{k_b} \mu_n f_1 Mg \cos \beta S'_1 \quad \dots \quad (128-1)$$

$$\frac{k_{d2}}{R_2} \cdot M\alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. = \frac{1}{k_b} \mu_n f_2 Mg \cos \beta S'_2 \quad \dots \quad (128-2)$$

$$\frac{k_{d3}}{R_3} \cdot M\alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. = \frac{1}{k_b} \mu_n f_3 Mg \cos \beta S'_3 \quad \dots \quad (128-3)$$

$$\frac{k_{d4}}{R_4} \cdot M\alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. = \frac{1}{k_b} \mu_n f_4 Mg \cos \beta S'_4 \quad \dots \quad (128-4)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots \quad (128-5)$$

【0078】

(128-1) 式を変形して、 f_1 を、 μ_n を用いて表す形にすると次式のようになる。

【0079】

【数29】

$$f_1 = \left(\frac{k_{d1}}{R_1} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right. \right) \left/ \frac{1}{k_b} \mu_n g \cos \beta S'_1 \right. \quad \dots \quad (129)$$

【0080】

同様に、(128-2)～(128-4) 式を変形することにより、 $f_2 \sim f_4$ も、 μ_n を用いて、表すことができる。それら ($f_1 \sim f_4$) を (128-5) 式に代入すると、未知数は μ_n だけとなり、 μ_n が求まる。

【0081】

このようにして求まった μ_n を (128-1)～(128-4) 式に代入することで、各車輪の荷重分担比 $f_1 \sim f_4$ が求まる。ここで求まった f_i は、各車輪の路面摩擦係数を等しいと仮定して求めたものであるので、次式のように、数回測定して平均化し、 f_i を定数として与える。

【0082】

【数30】

$$f_1 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{1n} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 0 - 1)$$

$$f_2 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{2n} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 0 - 2)$$

$$f_3 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{3n} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 0 - 3)$$

$$f_4 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{4n} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 0 - 4)$$

【0083】

このようにして f_n が求まる。

【0084】

次にこの f_n を用いて $(1 \ 2 \ 8 - 1) \sim (1 \ 2 \ 8 - 4)$ 式の μ_n を、 $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ に置き換えた式から、 $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ を求める。

【0085】

【数31】

$$\mu_1 = \frac{k_{d1}}{R_1} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_1 g \cos \beta S'_1 \right. \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 1 - 1)$$

$$\mu_2 = \frac{k_{d2}}{R_2} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_2 g \cos \beta S'_2 \right. \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 1 - 2)$$

$$\mu_3 = \frac{k_{d3}}{R_3} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_3 g \cos \beta S'_3 \right. \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 1 - 3)$$

$$\mu_4 = \frac{k_{d4}}{R_4} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_4 g \cos \beta S'_4 \right. \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 1 - 4)$$

【0086】

上式から、各車輪の路面摩擦係数 $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ を求めることができる。すなわち、各式に f_1, f_2, f_3, f_4 を代入すれば求まる。以上に示したように、直進走行時には、各車輪のスリップ率 S_n と、各車輪が受ける縦荷重 F_{nn} と、車体質量 M による慣性力 (inertial force) $M\alpha$ を用いて、各車輪の「路面摩擦係数 μ_n 」と「各車輪の駆動力 F_{nn} 」を求めることができる。

【0087】

次に、図12を参照して、カーブ走行時には、車両の各車軸ユニットに取付けられた各車輪の横方向の加速度センサの出力 α_{nn} と各車輪のスリップ率 S_n と、各車輪が受ける縦荷重 F_{nn} と、車体質量による慣性力 (inertial force) $M\alpha$ を用いて、各車輪の「路面摩擦係数 μ_n 」と「駆動力 F_{nn} 」とサイドフォース F_{nn} との合力 F_{nn} 」を求めることができる。

カーブ走行時の各車輪ごとの路面摩擦係数の求め方について説明する。カーブ走行時も

、直進時と同様に、各車輪のスリップ率と駆動力の関係式と、車両重心における運動方程式とを連立させて解く。そのために、重心での加速度を求め、更に、重心の加速度を考慮するために、各車輪および重心の旋回半径 $R_{n\circ}$ ($n = 1, 2, 3, 4, c$) を求めて使う。旋回半径 $R_{n\circ}$ 等を求めるためには、アッカーマンの旋回理論と円運動の公式を用いる。アッカーマンの旋回理論は、各車輪および重心と、中心 O を結んだ各直線が、各車輪および重心の進行方向に対してそれぞれ垂直であるという理論である。

【0088】

各車輪および重心の y 方向加速度 α_{yn} ($n = 1, 2, 3, 4, c$) と旋回半径 $R_{n\circ}$ ($n = 1, 2, 3, 4, c$) 、 x 方向対地速度 V_{xn} ($n = 1, 2, 3, 4, c$) には、円運動の公式から次に示す関係式が成り立つ。

【0089】

【数32】

$$\alpha_{y1} = V_{x1}^2 / R_{r1} \quad \dots (1 \ 3 \ 2 - 1)$$

$$\alpha_{y2} = V_{x2}^2 / R_{r2} \quad \dots (1 \ 3 \ 2 - 2)$$

$$\alpha_{y3} = V_{x3}^2 / R_{r3} \quad \dots (1 \ 3 \ 2 - 3)$$

$$\alpha_{y4} = V_{x4}^2 / R_{r4} \quad \dots (1 \ 3 \ 2 - 4)$$

$$\alpha_{yc} = V_{xc}^2 / R_{rc} \quad \dots (1 \ 3 \ 2 - 5)$$

【0090】

上記関係式より、各車輪の旋回半径 $R_{n\circ}$ ($n = 1, 2, 3, 4, c$) は次のように求まる。

【0091】

【数33】

$$R_{r1} = V_{x1}^2 / \alpha_{y1} \quad \dots (1 \ 3 \ 3 - 1)$$

$$R_{r2} = V_{x2}^2 / \alpha_{y2} \quad \dots (1 \ 3 \ 3 - 2)$$

$$R_{r3} = V_{x3}^2 / \alpha_{y3} \quad \dots (1 \ 3 \ 3 - 3)$$

$$R_{r4} = V_{x4}^2 / \alpha_{y4} \quad \dots (1 \ 3 \ 3 - 4)$$

【0092】

ここで、 α_{yn} は、各車輪の y 方向（横方向）の加速度センサ 221 から求まり、 V_{xn} は、各車輪の x 方向（進行方向）の加速度センサ 221 と回転センサ 222 から前述の計算で求まっているので、(1 3 3 - 1) ~ (1 3 3 - 4) 式で $R_{n\circ}$ が求まることになる。

【0093】

次に、重心の旋回半径 R_{rc} を求める。重心の旋回半径 R_{rc} は、重心位置を仮定して与えれば、幾何学的に次の(1 3 4)式から求まる。尚、重心位置は、後述する各車輪の縦荷重を直接求める方法では計算により求まるので、仮定する必要はない。ここで、 R_{rc} は旋回中心と後輪 4 との距離、 T_{rc} は重心と後輪との横方向の距離、 L_{rc} は重心と後輪との縦方向の距離である。

【0094】

【数34】

$$R_{rc} = \sqrt{(R_{r4} + T_{rR})^2 + L_r^2} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 4)$$

【0095】

また、円運動の公式より、各車輪および重心のy方向加速度、旋回半径 R_{rc} 、旋回回転角速度 ω_0 は、次の関係式が成り立つ。

【0096】

【数35】

10

$$\alpha_{y1} = R_{r1} \omega_0^2 \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 5 - 1)$$

$$\alpha_{y2} = R_{r2} \omega_0^2 \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 5 - 2)$$

$$\alpha_{y3} = R_{r3} \omega_0^2 \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 5 - 3)$$

$$\alpha_{y4} = R_{r4} \omega_0^2 \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 5 - 4)$$

$$\alpha_{yc} = R_{rc} \omega_0^2 \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 5 - 5)$$

【0097】

図に示した旋回回転角速度 ω_0 は、各車輪および重心において、共通の値であるので、
(1 3 5 - 1) ~ (1 3 5 - 4) 式は次のようになる。

【0098】

【数36】

$$\omega_0^2 = \frac{\alpha_{y1}}{R_{r1}} = \frac{\alpha_{y2}}{R_{r2}} = \frac{\alpha_{y3}}{R_{r3}} = \frac{\alpha_{y4}}{R_{r4}} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 6)$$

【0099】

上式を (1 3 5 - 5) 式に代入すると、重心のy方向加速度 α_{yc} は、次式で求まる。

【0100】

【数37】

$$\alpha_{yc} = \frac{R_{rc}}{R_{r1}} \cdot \alpha_{y1} = \frac{R_{rc}}{R_{r2}} \cdot \alpha_{y2} = \frac{R_{rc}}{R_{r3}} \cdot \alpha_{y3} = \frac{R_{rc}}{R_{r4}} \cdot \alpha_{y4} \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 7 - 1)$$

$$\alpha_{yc} = \sum_{n=1}^4 \left(\alpha_{yn} / R_{rn} \right) \cdot R_{rc} / 4 \quad \dots \quad (1 \ 3 \ 7 - 2)$$

【0101】

(1 3 7 - 1) 式のどの項を使ってもよいし、(1 3 7 - 2) 式のように、各項の平均を使ってもよい。

【0102】

次に、重心のx方向の加速度 α_{xc} を求める。各車輪および重心のx方向対地速度 V_{xc} と、旋回回転角速度 ω_0 、旋回回転半径 R_{rc} は、次式の関係が成り立つ。

【0103】

50

【数38】

$$\begin{aligned} V_{x1} &= \omega_0 R_{r1} & \cdots & (1\ 3\ 8-1) \\ V_{x2} &= \omega_0 R_{r2} & \cdots & (1\ 3\ 8-2) \\ V_{x3} &= \omega_0 R_{r3} & \cdots & (1\ 3\ 8-3) \\ V_{x4} &= \omega_0 R_{r4} & \cdots & (1\ 3\ 8-4) \\ V_{xc} &= \omega_0 R_{rc} & \cdots & (1\ 3\ 8-5) \end{aligned}$$

【0104】

上式を微分すると、次のようになる。ここで、 R_{rn} は、微小時間では変化しないと考える。

【0105】

【数39】

$$\begin{aligned} \alpha_{x1} &= \omega'_0 R_{r1} & \cdots & (1\ 3\ 9-1) \\ \alpha_{x2} &= \omega'_0 R_{r2} & \cdots & (1\ 3\ 9-2) \\ \alpha_{x3} &= \omega'_0 R_{r3} & \cdots & (1\ 3\ 9-3) \\ \alpha_{x4} &= \omega'_0 R_{r4} & \cdots & (1\ 3\ 9-4) \\ \alpha_{xc} &= \omega'_0 R_{rc} & \cdots & (1\ 3\ 9-5) \end{aligned}$$

【0106】

ここで、旋回回転角速度 ω_0 及び角加速度 ω'_0 は、各車輪および重心において等しいので、 $(1\ 3\ 9-1) \sim (1\ 3\ 9-4)$ 式は次のようになる。

【0107】

【数40】

$$\omega'_0 = \frac{\alpha_{x1}}{R_{r1}} = \frac{\alpha_{x2}}{R_{r2}} = \frac{\alpha_{x3}}{R_{r3}} = \frac{\alpha_{x4}}{R_{r4}} \cdots (1\ 4\ 0)$$

【0108】

この ω'_0 を $(1\ 3\ 9-5)$ に代入すれば、重心の x 方向加速度は、次のように求まる。

【0109】

【数41】

$$\begin{aligned} \alpha_{xc} &= \frac{R_{rc}}{R_{r1}} \alpha_{x1} = \frac{R_{rc}}{R_{r2}} \alpha_{x2} = \frac{R_{rc}}{R_{r3}} \alpha_{x3} = \frac{R_{rc}}{R_{r4}} \alpha_{x4} & \cdots & (1\ 4\ 1-1) \\ \alpha_{xc} &= R_{rc} \sum_{n=1}^4 (\alpha_{xn}/R_{rn}) / 4 & \cdots & (1\ 4\ 1-2) \end{aligned}$$

【0110】

このとき、(141-1)式のどの項を使ってもよいし、(141-2)式のように、各項の平均を使ってもよい。

【0111】

以上のようにして、重心のx方向およびy方向の加速度 α_{xx} , α_{yy} は求まる。カーブ時には、各車輪のスリップ率 S_i と駆動力 F_{zi} の関係数と、重心における車両の運動方程式と、さらに、旋回中心まわりのモーメントのつり合いの式を加えた連立方程式を解くことで、各車輪の路面摩擦係数は求まる。以下にその方法を示す。

【0112】

各車輪のx方向に作用する駆動力 F_{zi} と、スリップ率 S_i 、路面摩擦係数 μ_i 、各車輪の縦荷重 F_{zi} 、路面勾配角度 β とには、カーブ時においても、一般的に次式が成り立つ。

【0113】

【数42】

$$\begin{aligned} F_{x1} &= 1/k_b \cdot \mu_1 F_{z1} \cdot S_1 \quad \cdots \quad (142-1) \\ F_{x2} &= 1/k_b \cdot \mu_2 F_{z2} \cdot S_2 \quad \cdots \quad (142-2) \\ F_{x3} &= 1/k_b \cdot \mu_3 F_{z3} \cdot S_3 \quad \cdots \quad (142-3) \\ F_{x4} &= 1/k_b \cdot \mu_4 F_{z4} \cdot S_4 \quad \cdots \quad (142-4) \end{aligned}$$

【0114】

また、車両重心における運動方程式は、車重Mによる慣性力(inertial force)を考え、次式で表される。

【0115】

【数43】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \cdot \sin \beta) \quad \cdots \quad (143)$$

【0116】

空気抵抗等の走行抵抗をR_wとし、運動方程中に加えると、次式のようになる。

【0117】

【数44】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \cdot \sin \beta) + R_w \quad \cdots \quad (144)$$

【0118】

上式を微分すると、定数項R_wが消える。路面勾配角度 β は、微小時間では変化しないと考えると、重力成分も消えて、次式のようになる。

【0119】

【数45】

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \cdots \quad (145)$$

【0120】

(142)式を時間微分すると、次式となる。ここで、微小時間では、 μ_i 、 F_{zi} 、 β は変化しないものとする。

【0121】

【数46】

$$F'_{x1} = 1/k_b \cdot \mu_1 F_{z1} \cdot S'_1 \quad \dots \quad (146-1)$$

$$F'_{x2} = 1/k_b \cdot \mu_2 F_{z2} \cdot S'_2 \quad \dots \quad (146-2)$$

$$F'_{x3} = 1/k_b \cdot \mu_3 F_{z3} \cdot S'_3 \quad \dots \quad (146-3)$$

$$F'_{x4} = 1/k_b \cdot \mu_4 F_{z4} \cdot S'_4 \quad \dots \quad (146-4)$$

【0122】

カーブ走行時は、旋回中心回りのモーメントのつり合いを考え、連立方程式に加える。つまり、各車輪の駆動力 F_{z1} と旋回半径 R_{r1} の積の総和は、車両の駆動力 F_{xc} と重心の旋回半径 R_{rc} との積と等しいので、次式が成り立つ。

【0123】

【数47】

$$F_{x1} \cdot R_{r1} + F_{x2} \cdot R_{r2} + F_{x3} \cdot R_{r3} + F_{x4} \cdot R_{r4} = F_{xc} \cdot R_{rc} \quad \dots \quad (147)$$

【0124】

(147) 式を変形する。

【0125】

【数48】

$$F_{x1} \frac{R_{r1}}{R_{rc}} + F_{x2} \frac{R_{r2}}{R_{rc}} + F_{x3} \frac{R_{r3}}{R_{rc}} + F_{x4} \frac{R_{r4}}{R_{rc}} = F_{xc} \quad \dots \quad (148)$$

【0126】

(148) 式の、 $R_{r1}/R_{rc} = h_1$, $R_{r2}/R_{rc} = h_2$, $R_{r3}/R_{rc} = h_3$, $R_{r4}/R_{rc} = h_4$ とし、動力ベクトル比とすると、次式のようになる。

【0127】

【数49】

$$h_1 F_{x1} + h_2 F_{x2} + h_3 F_{x3} + h_4 F_{x4} = F_{xc} \quad \dots \quad (149)$$

【0128】

(149) 式を時間微分する。ここで、動力ベクトル比は微小時間では変化しないものとする。

【0129】

【数50】

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots \quad (150)$$

【0130】

カーブ走行時は、以下に示すように、各車輪の駆動力 F_{z1} とスリップ率 S_z の関係式 (146) 式) と、重心における運動方程式 ((145) 式) に加え、旋回中心のモーメントの式 ((150) 式) との連立方程式を解けば、各車輪の路面摩擦係数 μ が求まる。

【0131】

【数51】

$$\begin{aligned}
 F'_{x1} &= 1/k_b \cdot \mu_1 F_{z1} \cdot S'_1 & \cdots & (1\ 5\ 1-1) \\
 F'_{x2} &= 1/k_b \cdot \mu_2 F_{z2} \cdot S'_2 & \cdots & (1\ 5\ 1-2) \\
 F'_{x3} &= 1/k_b \cdot \mu_3 F_{z3} \cdot S'_3 & \cdots & (1\ 5\ 1-3) \\
 F'_{x4} &= 1/k_b \cdot \mu_4 F_{z4} \cdot S'_4 & \cdots & (1\ 5\ 1-4) \\
 F'_{xc} &= M\alpha'_{xc} & \cdots & (1\ 5\ 1-5) \\
 h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} &= F'_{xc} & \cdots & (1\ 5\ 1-6)
 \end{aligned}$$

【0132】

以下に、(1 5 1) 式を解いて、各車輪の路面摩擦係数 μ の求め方を示す。

まず、一旦、各車輪の路面摩擦係数を4輪とも等しいと仮定し、 μ_m とすると、(1 5 1) 式は、次式のようになる。

【0133】

【数52】

$$\begin{aligned}
 F'_{x1} &= 1/k_b \cdot \mu_m F_{z1} \cdot S'_1 & \cdots & (1\ 5\ 2-1) \\
 F'_{x2} &= 1/k_b \cdot \mu_m F_{z2} \cdot S'_2 & \cdots & (1\ 5\ 2-2) \\
 F'_{x3} &= 1/k_b \cdot \mu_m F_{z3} \cdot S'_3 & \cdots & (1\ 5\ 2-3) \\
 F'_{x4} &= 1/k_b \cdot \mu_m F_{z4} \cdot S'_4 & \cdots & (1\ 5\ 2-4) \\
 F'_{xc} &= M\alpha'_{xc} & \cdots & (1\ 5\ 2-5) \\
 h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} &= F'_{xc} & \cdots & (1\ 5\ 2-6)
 \end{aligned}$$

【0134】

次に各車輪の荷重分担比 f_z を用いると、微少時間では定数と考えて、 $F_{zz} = f_z M g \cdot \cos \beta$ となるので次式のようになる。

【0135】

【数53】

$$\begin{aligned}
 F'_{x1} &= 1/k_b \cdot \mu_m f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_1 & \cdots & (153-1) \\
 F'_{x2} &= 1/k_b \cdot \mu_m f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_2 & \cdots & (153-2) \\
 F'_{x3} &= 1/k_b \cdot \mu_m f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_3 & \cdots & (153-3) \\
 F'_{x4} &= 1/k_b \cdot \mu_m f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_4 & \cdots & (153-4) \\
 F'_{xc} &= M\alpha'_{xc} & \cdots & (153-5) \\
 h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} &= F'_{xc} & \cdots & (153-6) \\
 f_1 + f_2 + f_3 + f_4 &= 1 & \cdots & (153-7)
 \end{aligned}$$

【0136】

駆動装置のトルク T_c を、各車輪に配分する比率であるトルク配分比 k_d を用いると、次に示す関係が成り立つ。

【0137】

【数54】

20

$$\begin{aligned}
 T_1 &= k_d_1 T_c & \cdots & (154-1) \\
 T_2 &= k_d_2 T_c & \cdots & (154-2) \\
 T_3 &= k_d_3 T_c & \cdots & (154-3) \\
 T_4 &= k_d_4 T_c & \cdots & (154-4) \\
 k_d_1 + k_d_2 + k_d_3 + k_d_4 &= 1 & \cdots & (154-5)
 \end{aligned}$$

【0138】

また、各車輪のトルク T_i は、各車輪の駆動力 F_{xi} とタイヤ実半径 R_i の積であるので、次式が成り立つ。

【0139】

【数55】

$$\begin{aligned}
 T_1 &= F_{x1} \cdot R_1 & \cdots & (155-1) \\
 T_2 &= F_{x2} \cdot R_2 & \cdots & (155-2) \\
 T_3 &= F_{x3} \cdot R_3 & \cdots & (155-3) \\
 T_4 &= F_{x4} \cdot R_4 & \cdots & (155-4)
 \end{aligned}$$

【0140】

よって、各車輪の駆動力 F_{xi} は、駆動装置のトルク T_c を用いて、次式のように表せる

50

【0141】

【数56】

$$\begin{aligned} F_{x1} &= k_{d1} \cdot T_c / R_1 & \cdots & (156-1) \\ F_{x2} &= k_{d2} \cdot T_c / R_2 & \cdots & (156-2) \\ F_{x3} &= k_{d3} \cdot T_c / R_3 & \cdots & (156-3) \\ F_{x4} &= k_{d4} \cdot T_c / R_4 & \cdots & (156-4) \end{aligned}$$

【0142】

次に、(156)式を微分する。ここで、 k_d 、 R は微小時間では、変化しないものとする。

【0143】

【数57】

$$\begin{aligned} F'_{x1} &= k_{d1} / R_1 \cdot T'_c & \cdots & (157-1) \\ F'_{x2} &= k_{d2} / R_2 \cdot T'_c & \cdots & (157-2) \\ F'_{x3} &= k_{d3} / R_3 \cdot T'_c & \cdots & (157-3) \\ F'_{x4} &= k_{d4} / R_4 \cdot T'_c & \cdots & (157-4) \end{aligned}$$

【0144】

これらを(153)式の連立方程式に代入すると、次式のようになる。

【0145】

【数58】

$$\begin{aligned} k_{d1} / R_1 \cdot T'_c &= 1/k_b \cdot \mu_m f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_1 & \cdots & (158-1) \\ k_{d2} / R_2 \cdot T'_c &= 1/k_b \cdot \mu_m f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_2 & \cdots & (158-2) \\ k_{d3} / R_3 \cdot T'_c &= 1/k_b \cdot \mu_m f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_3 & \cdots & (158-3) \\ k_{d4} / R_4 \cdot T'_c &= 1/k_b \cdot \mu_m f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_4 & \cdots & (158-4) \\ F'_{xc} &= M\alpha'_{xc} & \cdots & (158-5) \\ F'_{xc} &= h_1 \cdot k_{d1} / R_1 \cdot T'_c + h_2 \cdot k_{d2} / R_2 \cdot T'_c + h_3 \cdot k_{d3} / R_3 \cdot T'_c + h_4 \cdot k_{d4} / R_4 \cdot T'_c & \cdots & (158-6) \\ f_1 + f_2 + f_3 + f_4 &= 1 & \cdots & (158-7) \end{aligned}$$

【0146】

(158-5)、(158-6)式から、 T'_c は次のように表せる。

【0147】

【数59】

$$T'_c = M\alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn} / R_n) \right. \cdots (159)$$

【0148】

そして、(159)式を(158-1)～(158-4)式に代入すると、両辺の車重Mが消え、連立方程式は、次のように表される。

【0149】

【数60】

$$k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (160-1)$$

$$k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (160-2)$$

$$k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (160-3)$$

$$k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (160-4)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (160-5)$$

【0150】

(160-1) ~ (160-4) 式を変形すると、 f_n は次のように表される。

【0151】

【数61】

$$f_n = k_{dn}/R_n \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) / (1/k_b \cdot \mu_m \cdot g \cdot \cos \beta \cdot S'_n) \dots (161)$$

【0152】

それらを(160-5)式に代入し、 μ_m を求める。その後、(161)式に、求まった μ_m の値を代入し、各車輪の荷重分担比 f_n を求める。求まった荷重分担比 f_n を連立方程式に代入する。

【0153】

以下に示す各式中で、未知数は μ_n ($n = 1 \sim 4$)だけであるので、カーブ走行時にも各車輪の路面摩擦係数は求まる。

【0154】

【数62】

$$k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_1 f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (162-1)$$

$$k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_2 f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (162-2)$$

$$k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_3 f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (162-3)$$

$$k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_4 f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (162-4)$$

【0155】

次に、各車輪の駆動力 F_{dn} とスリップ率 S'_n の関係式について説明する。本方法では、各車輪の路面摩擦係数を求めるために、各車輪の駆動力 F_{dn} は、スリップ率 S'_n に比例するとしたが、実際には、図13に示すように、駆動力（制動力） F_{dn} 、スリップ率 S'_n の変動に対し、曲線的に変動すると考えられている。スリップ率 S'_n が $0.1 \sim 0.2$ の時、駆動力は最大値を示し、それ以上となると、駆動力は減少し、各車輪は実際に滑り始める。各車輪の駆動力 F_{dn} は、実際に滑る少し手前まではスリップ率 S'_n が増加するにつれて、ほぼ直線的に増加している。本方法では、その傾きを $1/k_b$ とし、タイヤのゴム材質、トレッドパターン、構造等で決まる定数とした。 S'_n が大きくなると、傾きは多少変化するが、本方法では、 F_{dn} 、 S'_n ともに微分して考えているので、瞬間的には直線となり、

誤差は小さいと考えられる。

【0156】

より正確に F_{xn} と S_n の関係を求めるためには、別法として、駆動力 F_{xn} とスリップ率 S_n の関係 $F_{xn} / F_{xn} \cdot \mu_n = f(S_n)$ をデータとしてメモリーに記憶させる方法もある。この場合、駆動力 F_{xn} とスリップ率 S_n は、次式の関係式で表される。

【0157】

【数63】

$$F_{xn} = \mu_n F_{zn} f(S_n) \quad \dots (163)$$

【0158】

この場合も、直線近似した場合と同様に、微分して以下の連立方程式を解けば、各車輪の路面摩擦係数が求まることになる。

【0159】

【数64】

$$F'_{x1} = \mu_1 F_{z1} f'(S_1) \quad \dots (164-1)$$

$$F'_{x2} = \mu_2 F_{z2} f'(S_2) \quad \dots (164-2)$$

$$F'_{x3} = \mu_3 F_{z3} f'(S_3) \quad \dots (164-2)$$

$$F'_{x4} = \mu_4 F_{z4} f'(S_4) \quad \dots (164-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (164-5)$$

【0160】

この時、 $f(S_n)$ の微分 $f'(S_n)$ の求め方は、例えば、次式で表すように、微小時間間隔 Δt での $f(S_n)$ の差 $\Delta f(S_n)$ を求め、 Δt で割ることで求まる。

【0161】

【数65】

$$f'(S_n) = \frac{f(S_{n+1}) - f(S_n)}{\Delta t} = \frac{\Delta f(S_n)}{\Delta t} \quad \dots (165)$$

【0162】

また、より多くのスリップ率 S_n のデータに対して駆動力 F_{xn} を記憶させればよりよいが、そうでない場合は、図14に示すように、その間を直線的あるいは曲線的に補完しても良い。具体的には、車輪が滑り出すといわれるスリップ率が0.1～0.2程度なので、その間のスリップ率 S を200～500分割し、それぞれに対応する $F_{xn} / F_{xn} \cdot \mu$ を記憶させる。この時、1点記憶するのに2バイト必要とすれば、0.4K～1Kバイトのメモリに全データを記憶させることができ、非常に少ないメモリで高速に正確な関係が求まる。

【0163】

次に、各車輪の縦荷重 F_{xn} の変動について説明する。

各車輪の縦荷重および重心位置は一定として路面摩擦係数を求めたが、実際には、以下に示す原因等により、縦荷重は変動する。

1. ピッティングによる車体の前後の縦荷重移動
2. ローリングによる車体の左右の縦荷重移動
3. 駆動力の反力モーメントによる縦荷重移動

4. 路面凹凸等によりサスペンションが作用した場合の縦荷重変動

各車輪の縦荷重 F_{zr} の変動にともない、車両重心位置も移動し、補正する必要がある。ただし、 F_{zr} を直接測定して使う方法（後述）では、これらの補正是必要なくなる。

【0164】

以下に、縦荷重および重心位置の補正方法を示す。

上記による各車輪の縦荷重の変動を考慮して荷重分担比を補正し、再度、以下に示す。連立方程式を解き、路面摩擦係数を求める。

【0165】

【数66】

(直進時)

$$\mu_1 = k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (166-1)$$

$$\mu_2 = k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (166-2)$$

$$\mu_3 = k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (166-3)$$

$$\mu_4 = k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (166-4)$$

【0166】

【数67】

(カーブ時)

$$\mu_1 = k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (167-1)$$

$$\mu_2 = k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (167-2)$$

$$\mu_3 = k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (167-3)$$

$$\mu_4 = k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (167-4)$$

【0167】

尚、複数回（例えば、3回程度）繰り返し計算して収束させることで、 μ の精度を高めることができる。

【0168】

次に、前述したそれぞれの場合について、具体的に縦荷重の補正方法について示す。

1. ピッキングによる前後の縦荷重移動

図15に示すように、重心高さを H_c 、ホイールベースを W_b 、ピッキングに寄与する加速度を α_{zp} とすると、モーメントのつり合いから、ピッキングによる前後の縦荷重移動 ΔF_{zp} は、次式から求まる。ここで、 H_c 、 W_b は既知の値であり、 α_{zp} の求め方は後述する。

【0169】

【数68】

$$M\alpha_{zp}H_c = \Delta F_{zp}W_b \quad \dots (168)$$

【0170】

上(168)式を変形する。

【0171】

【数69】

$$\Delta F_{zp} = M \alpha_{pc} H_c / W_b \quad \dots \quad (169)$$

【0172】

ピッチングによる、前後の荷重分担比の変化 Δf_p は、(169)式で求めた ΔF_{zp} を車重 M で割れば求まるので、次式のようになる。10

【0173】

【数70】

$$\Delta f_p = \Delta F_{zp} / M = \alpha_{pc} H_c / W_b \quad \dots \quad (170)$$

【0174】

加速時 (α_{pc} が正の値) には、前輪から Δf_p の絶対値を減算し、後輪に Δf_p の絶対値を加算し、補正する。逆に、減速時 (α_{pc} が負の値) には、前輪に Δf_p の絶対値を加算し、後輪から Δf_p の絶対値を減算し、補正する。 Δf_p の符号を考えると、加速・減速時ともに、次式により補正を行えばよい。 (f_p') は補正前の値)20

【0175】

【数71】

(前輪)

$$f_1 = f_1' - \Delta f_p \quad \dots \quad (171-1)$$

$$f_2 = f_2' + \Delta f_p \quad \dots \quad (171-2)$$

(後輪)

$$f_3 = f_3' + \Delta f_p \quad \dots \quad (171-3)$$

$$f_4 = f_4' - \Delta f_p \quad \dots \quad (171-4)$$

【0176】

2. ローリングによる左右の縦荷重移動

図16に示すように、重心高さを H_c 、ホイールレッドを T_r 、ローリングに寄与する加速度を α_{rc} とすると、モーメントのつり合いから、ローリングによる左右の縦荷重移動 ΔF_{zr} は、次式から求まる。尚、 H_c 、 T_r は既知の値であり、 α_{rc} の求め方は後述する。40

【0177】

【数72】

$$M \alpha_{rc} H_c = \Delta F_{zr} T_r \quad \dots \quad (172)$$

【0178】

上(172)式を変形すると、 ΔF_{zr} は次式から求まる。

【0179】

【数73】

$$\Delta F_{zr} = M \alpha_{rc} H_c / T_r \quad \dots \quad (173)$$

【0180】

ローリングによる左右輪の荷重分担比の変化 $\Delta f_{..}$ は、 $\Delta F_{..}$ を車重 M で割り、 次式のように求まる。

【0181】

【数74】

$$\Delta f_{zr} = \Delta F_{zr} / M = \alpha_{rc} H_c / T_r \quad \dots \quad (174)$$

【0182】

図17に示すように、x, y 方向の正負を決めた場合、車両が右方向にカーブする時は $\alpha_{..}$ は正の値となり、左側車輪1および3に、 $\Delta f_{..}$ の絶対値を加算し、右側車輪2および4から、 $\Delta f_{..}$ の絶対値を減算し、補正する。

逆に車両が左方向にカーブする時は、 $\alpha_{..}$ は負の値となり、左側車輪が1および3から、 $\Delta f_{..}$ の絶対値を減算し、右側車輪を2および4に、 $\Delta f_{..}$ の絶対値を加算し、補正する。 $\Delta f_{..}$ の符号を考えれば、左右カーブ時ともに、以下に示す式により、ローリングによる荷重分担比の変化の補正を行えばよい。尚、 $f_{..}'$ は補正前の各車輪の荷重分担比である。

【0183】

【数75】

(左側車輪)

$$f_1 = f_1' + \Delta f_{zr} \quad \dots \quad (175-1)$$

$$f_3 = f_3' + \Delta f_{zr} \quad \dots \quad (175-2)$$

(右側車輪)

$$f_2 = f_2' - \Delta f_{zr} \quad \dots \quad (175-3)$$

$$f_4 = f_4' - \Delta f_{zr} \quad \dots \quad (175-4)$$

【0184】

3. 駆動力の反力モーメントによる前後の縦荷重移動

図18に示すように、各車輪に働く駆動力による反力モーメントによっても各車輪の縦荷重は変化する。例えば、車輪1は、駆動力 $F_{..}$ による反力モーメントによって、縦荷重 $F_{..}$ は減少し ($\Delta F_{..}$ とする)、車輪3に働く駆動力 $F_{..}$ による反力モーメントによって縦荷重 $F_{..}$ は増加する ($\Delta F_{..}$ とする)。 $\Delta F_{..}$ および $\Delta F_{..}$ 、車輪の実半径 $R_{..}$ 、ホイールベース W_b との間では、モーメントのつり合いを考えると、次式が成り立つ。

【0185】

【数76】

$$F_{x1} \cdot R_1 = W_b \cdot \Delta F_{1,1} \quad \dots \quad (176-1)$$

$$F_{x3} \cdot R_3 = W_b \cdot \Delta F_{1,3} \quad \dots \quad (176-2)$$

【0186】

上(176)式を変形し、 $F_{x1} = M\alpha_{x1}$ の関係を用いると、

【0187】

【数77】

$$\Delta F_{1,1} = F_{x1} \cdot R_1 / W_b = M\alpha_{x1} \cdot R_1 / W_b \quad \dots \quad (177-1)$$

$$\Delta F_{1,3} = F_{x3} \cdot R_3 / W_b = M\alpha_{x3} \cdot R_3 / W_b \quad \dots \quad (177-2)$$

【0188】

(177)式で求めた値を車重Mで割り、補正前の荷重分担比 f_1 に加算、減算することで、車輪1の駆動力反力による前後の荷重分担比の補正是、次式のように行う。

10

【0189】

【数78】

$$f_1 = f'_1 - \Delta F_{1,1} / M + \Delta F_{1,3} / M = f'_1 - (\alpha_{x1} \cdot R_1 - \alpha_{x3} \cdot R_3) / W_b \quad \dots \quad (178)$$

【0190】

同様にして、各車輪の駆動力反力による前後の荷重分担比の補正是、次式のように行う

【0191】

【数79】

$$f_1 = f'_1 - (\alpha_{x1} \cdot R_1 - \alpha_{x3} \cdot R_3) / W_b \quad \dots \quad (179-1)$$

$$f_2 = f'_2 - (\alpha_{x2} \cdot R_2 - \alpha_{x4} \cdot R_4) / W_b \quad \dots \quad (179-2)$$

$$f_3 = f'_3 - (\alpha_{x3} \cdot R_3 - \alpha_{x1} \cdot R_1) / W_b \quad \dots \quad (179-3)$$

$$f_4 = f'_4 - (\alpha_{x4} \cdot R_4 - \alpha_{x2} \cdot R_2) / W_b \quad \dots \quad (179-4)$$

【0192】

4. 路面凹凸等による縦荷重の変化

図19に示すように、車両が路面凹凸等を通過した時には、サスペンションが作用するため、各車輪の縦荷重は変動する。この場合は、各車輪にz方向(縦方向)加速度センサ221を取付け、路面凹凸等により生じるz(縦)方向加速度 α_z を検出し、次式に示すように、微小時間で2回積分し、各車輪のz(縦)方向変位 e_z を求める。

20

【0193】

【数80】

$$e_z = \iint \alpha_z dt^2 \quad \dots \quad (180)$$

【0194】

上(180)式で求めた e_z に、サスペンションのばね定数kをかけ、各車輪の縦荷重変化分 ΔF_{ze} を次式のように求める。

【0195】

【数81】

$$\Delta F_{ze} = ke_z \quad \dots \quad (181)$$

【0196】

このようにして求めた ΔF_{r} を各車輪の補正前の縦荷重に加算あるいは減算し、補正を行う。

【0197】

次に、ピッチング、ローリングに寄与する加速度 $\alpha_{x\text{c}}$ 、 $\alpha_{y\text{c}}$ の求め方について説明する。

ピッチングおよびローリングによる各車輪の縦荷重を求めるためには、図 20 に示すように、重心の進行方向加速度 $\alpha_{x\text{c}}$ と横方向加速度 $\alpha_{y\text{c}}$ を、ピッチングおよびローリング方向に変換する必要がある。ここで、重心の加速度は (137) 式、(141) 式により求まっている。尚、直進時は、旋回時角度 $\theta_c = 0$ とすれば、カーブ時と同様に考えることができる。ここで、旋回時角度 θ_c とは、重心進行方向と車体向きの角度差のことである。式から求まる。

【0198】

【数 82】

$$\theta_c = \tan^{-1} \frac{L_r}{R_{r4} + T_{rR}} \quad \dots \quad (182)$$

【0199】

この時、ピッチング加速度 $\alpha_{x\text{c}}$ 、ローリング加速度 $\alpha_{y\text{c}}$ は、重心の加速度 $\alpha_{x\text{c}}$ 、 $\alpha_{y\text{c}}$ と θ_c から次式で求まる。

【0200】

【数 83】

$$\alpha_{pc} = \alpha_{xc} \cdot \cos \theta_c + \alpha_{yc} \cdot \sin \theta_c \quad \dots \quad (183-1)$$

$$\alpha_{rc} = \alpha_{yc} \cdot \cos \theta_c + \alpha_{xc} \cdot \sin \theta_c \quad \dots \quad (183-2)$$

【0201】

このようにして求めた $\alpha_{x\text{c}}$ 、 $\alpha_{y\text{c}}$ を前記 (170)、(174) 式に代入し、ピッチング、ローリングによる荷重分担比の変化に対する補正を行う。

【0202】

次に、重心位置の補正について説明する。

前述したように、各車輪の補正を行った荷重分担比が求まるので、車両の重心位置が求まる。以下にその方法を示す。ここでは重心配分比 L を用いる。重心配分比は、荷重分担比と以下に示す関係にあり、図 21 中に示す。

【0203】

【数84】

$$L_{a1} : L_{a2} = \frac{1}{f_1} : \frac{1}{f_2} \quad \dots (184-1)$$

$$L_{a3} : L_{a4} = \frac{1}{f_3} : \frac{1}{f_4} \quad \dots (184-2)$$

$$L_{b1} : L_{b3} = \frac{1}{f_1} : \frac{1}{f_3} \quad \dots (184-3)$$

$$L_{b2} : L_{b4} = \frac{1}{f_2} : \frac{1}{f_4} \quad \dots (184-4)$$

【0204】

重心配分比 L から、図21中のA, B, C, D点が求まる。そして、AとCおよびBとDを結んだ2直線の交点が重心として求まる。このようにして、重心位置の補正も行える。

20

【0205】

次に、縦荷重の測定方法について説明する。

今まででは、各車輪の縦荷重は荷重分担比を用いて、計算から求めていたが、以下に示すように、サスペンションの受皿部等で荷重を測定すれば、より高精度に各車輪の縦荷重が求まるので、高精度に各車輪の路面摩擦係数が求まる。

30

(1) サスペンションのバネの受皿部（円盤やリングでもよい）の荷重を測定する方法。

1. ロードセルで計る方法。

2. 缶に油を詰めて缶の蓋の上にバネの受け板を置いて、缶に圧力センサを取り付けて油の圧力を測定する方法。

3. 円周を支持した金属円盤の上の中央に、バネの受け皿を置いて、金属円盤の中央下に圧力センサの突起を当てて突起に変位を与えて圧力として測定する方法。

4. 断面が横U字状のドーナツ状の金属の間に感圧導電性ゴムを挟んで、その上にバネの受け皿を置いて、金属の変形率をゴムの導電率で測定する方法。

(2) サスペンションのバネの変位を計る方法。

1. 摺動抵抗式変位計をショックアブソーバーと並列に置いて抵抗の変化を計る方法。

2. ショックアブソーバーの内側又は外側にコイルを巻いてコイルの中に入り出るピストンロッドとの間の誘導抵抗（インダクタンス）の変化を計る方法。

3. ショックアブソーバーのピストンロッドに磁石式直線エンコーダを内蔵してホール素子で移動量を測定する方法。

尚、サスペンションのバネの変位を測定する方法では、測定した変位 e に、バネの係数 k をかけた値が荷重である。

40

【0206】

前述した各車輪の縦荷重の測定方法の中で、特に、(1) 2. の圧力センサを用いた縦荷重の測定方法は、広く使われている圧力センサを使って簡単にできるので、て以下に示す。

具体的には、図22、図23に示すように、上がダイヤフラムで蓋をされているドーナツ状の缶250内にオイルを満たし、側面に圧力センサ252を取付けて、その缶の上に荷重受プレート251を置く。そして、ドーナツ状の缶250をサスペンション253の受け皿254部等に設置し、圧力センサ252の出力から、荷重が測定できる。尚、ドーナツ状の缶250には、圧力センサ用のねじ255を切り、そこからオイルを注入

50

・充満させた後、圧力センサ 252 を取付ける。この荷重の測定方法では、荷重受プレート 251 が全周にわたり存在しているため、偏荷重があった場合でも、総荷重の合計値が測定できる。また、ドーナツ状の缶 250 に段部を設ければ荷重受プレート 251 が嵌り、安定する。荷重受プレート 251 の面積を S、圧力センサ 252 の測定値を P とするとき、総荷重 F_{total} は、次式で求まる。

【0207】

【数 85】

$$F_{\text{total}} = S \cdot P \quad \dots \quad (185)$$

【0208】

尚、この方法で用いる圧力センサ 252 としては、以下に示す圧力センサが挙げられる。

1. 長野計器株式会社製の車載用圧力センサ

この長野計器株式会社製の圧力センサは、絶縁膜を介した金属ダイアフラム上にプラズマ CVD により、歪ゲージを形成した感圧部に用いており、耐久性、安定性に優れている。また、金属ダイアフラムは、本体に溶接され、一体化しているために、車載用に適しており、更に、可動部がないので、耐振動・耐衝撃性に優れている。また、最小 5 mm と小型化も可能で、安価でもあるので、自動車のエンジンや各車輪のブレーキ液圧測定用センサとして使用されている。（参考特許文献：特開 2002-168711 号公報）

2. 株式会社デンソー製の圧力センサ

株式会社デンソー製の圧力センサは、シリコンを加工した薄いダイアフラム部に拡散抵抗を形成したセンサ素子を使用している。そして、使用温度が -30 ~ 120 °C と広く、それに伴う温度補償回路を内蔵し、電磁波対策を施したリニア出力の圧力センサである。また、測定圧力範囲は 7 MPa であり、圧力センサを取り付けるサスペンション受皿部が受けられる最大圧力 5 MPa より大きい。自動車への適用例としては、エアコンシステムの冷媒圧測定、サスペンションシステムの圧力測定等に使用されている。

【0209】

次に、各サスペンションの受け皿部で、直接荷重を測定した値から各車輪の総荷重を求める方向を示す。前輪の左右輪を例にとり、図 24 を参考にして、その方法を示す。

図 24 に示すように、 $T_{r,f}$, L_f , θ_{rf} をとり、車輪 1 のサスペンション受皿部での荷重測定値を $F_{1,r}$ 、車輪 2 のサスペンション受皿部での荷重測定値を $F_{2,r}$ とする。尚、左右は対称として考えた。この時、荷重 $F_{1,r}$ は、車輪 1 および 2 の受けるバネ上荷重 $F_{1,s}$ および $F_{2,s}$ に、その作用点からの距離の逆数に比例した荷重が配分される。

つまり、図 24 中の AB : BD の逆数に比例して、荷重が配分される。同様に、荷重 $F_{2,r}$ は、車輪 1 および 2 に、AC : CD の逆数に比例した荷重が配分されるので、図 24 中の $F_{1,s}$, $F_{2,s}$ は、 θ_{rf} を考慮して、次式により求まる。

【0210】

【数 86】

$$F_{1,b} = F_{1,s} \cdot \cos \theta_{rf} \frac{T_{r,f} - L_f}{T_{r,f}} + F_{2,s} \cdot \cos \theta_{rf} \frac{L_f}{T_{r,f}} \quad \dots \quad (186-1)$$

$$F_{2,b} = F_{2,s} \cdot \cos \theta_{rf} \frac{L_f}{T_{r,f}} + F_{1,s} \cdot \cos \theta_{rf} \frac{T_{r,f} - L_f}{T_{r,f}} \quad \dots \quad (186-2)$$

【0211】

同様にして、後輪についても、 $F_{1,s}$, $F_{2,s}$ は、次式から求まる。

【0212】

20

30

50

【数87】

$$F_{zb3} = F_{zs3} \cdot \cos\theta_{sr} \frac{T_{r,r} - L_r}{T_{r,r}} + F_{zs4} \cdot \cos\theta_{sr} \frac{L_r}{T_{r,r}} \quad \dots (187-1)$$

$$F_{zb4} = F_{zs4} \cdot \cos\theta_{sr} \frac{L_r}{T_{r,r}} + F_{zs4} \cdot \cos\theta_{sr} \frac{T_{r,r} - L_r}{T_{r,r}} \quad \dots (187-2)$$

[0213]

さらに、ばね下荷重 W_{sl} を加え、各車輪の縦荷重 F_z は次式で求まる。

[0214]

【数88】

$$F_{z1} = F_{zb1} + W_{sl1} \quad \dots (188-1)$$

$$F_{z2} = F_{zb2} + W_{sl2} \quad \dots (188-2)$$

$$F_{z3} = F_{zb3} + W_{sl3} \quad \dots (188-3)$$

$$F_{z4} = F_{zb4} + W_{sl4} \quad \dots (188-4)$$

[0215]

また、別法として、4輪間の相関関係を考えれば、サスペンション受皿部での測定荷重 F_{sl} と、各車輪のバネ上荷重 F_z とは、補正係数 C_{mn} ($m, n = 1, 2, 3, 4$) を用いて次式で表される。

[0216]

【数89】

$$F_{zb1} = C_{1,1}F_{z1} + C_{2,1}F_{z2} + C_{3,1}F_{z3} + C_{4,1}F_{z4} \quad \dots (189-1)$$

$$F_{zb2} = C_{1,2}F_{z1} + C_{2,2}F_{z2} + C_{3,2}F_{z3} + C_{4,2}F_{z4} \quad \dots (189-2)$$

$$F_{zb3} = C_{1,3}F_{z1} + C_{2,3}F_{z2} + C_{3,3}F_{z3} + C_{4,3}F_{z4} \quad \dots (189-3)$$

$$F_{zb4} = C_{1,4}F_{z1} + C_{2,4}F_{z2} + C_{3,4}F_{z3} + C_{4,4}F_{z4} \quad \dots (189-4)$$

[0217]

この時、補正係数 C_{mn} を求める方法を、図25を参照して、以下に示す。

まず、各車輪が車重による荷重以外、受けていない状態で、各サスペンション部に、順次、一定荷重 ΔF_{sl} を加え、各車輪の荷重変動を測定する。例えば、前輪左側サスペンション1に、 ΔF_{sl} を加えた時には、サスペンション1の荷重を ΔF_{sl} と考えれば、相対的に、サスペンション2, 3, 4は荷重を0(ゼロ)と考えられる。よって(189)式において、 $F_{z1} = \Delta F_{sl}$, $F_{z2} = F_{z3} = F_{z4} = 0$ となり、補正係数 $C_{1,1}, C_{1,2}, C_{1,3}, C_{1,4}$ が求まる。

同様に、サスペンション2, 3, 4に荷重 ΔF_{sl} を加えれば、補正係数 C_{mn} がそれぞれ求まる。

また、より高精度に補正係数を求める場合には、適当に、サスペンションに荷重 ΔF_{sl} を16通り加えれば、16個の式から成り立つ連立方程式ができるので、16個の補正係数 C_{mn} は求まる。

よって、 C_{mn} の値を記憶しておけば、サスペンション受皿部での測定荷重 ΔF_{sl} から、各車輪のバネ上荷重 F_z が求まり、更に次式のように、バネ下荷重 W_{sl} を加え、各車輪の縦荷重 F_z が求まる。

【0218】

【数90】

$$F_{z1} = F_{zb1} + W_{sl1} \quad \dots (190-1)$$

$$F_{z2} = F_{zb2} + W_{sl2} \quad \dots (190-2)$$

$$F_{z3} = F_{zb3} + W_{sl3} \quad \dots (190-3)$$

$$F_{z4} = F_{zb4} + W_{sl4} \quad \dots (190-4)$$

【0219】

サスペンション部での測定荷重から、各車輪の縦荷重 F_{zz} を求めた場合にも、直進時には、求めた各車輪の縦荷重 F_{zz} と、各車輪のスリップ率 s_z 、車体質量 M による慣性力 $M\alpha$ とを用いて、各車輪の路面摩擦係数 μ_z を求めることができる。カーブ時には、更に各車輪の横方向の加速度センサで検出される y (横) 方向加速度 α_x を用いれば、各車輪の路面摩擦係数を求めることができる。具体的には、以下に示す連立方程式を解くことでも、各車輪の路面摩擦係数が求まる。

【0220】

20

【数91】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (191-1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (191-2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (191-3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (191-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (191-5)$$

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots (191-6)$$

【0221】

尚、直進走行時は、(191-6) 式中の h_n の和

【0222】

【数92】

$$\sum_{n=1}^4 h_n$$

【0223】

は 1 となる。

【0224】

また、各車輪の駆動力 F_{xn} とトルク T_n は実半径 R_n を用いて、以下に示す関係となる。

【0225】

【数93】

$$F_{xn} = \frac{T_n}{R_n} \quad \dots \quad (192)$$

【0226】

上 (187) 式を微分すると、次式となる。

【0227】

【数94】

$$F'_{xn} = \frac{T'_n}{R_n} \quad \dots \quad (193)$$

【0228】

またトルク配分比 k_{dn} を用いると、各車輪のトルク T_n は、駆動装置のトルク T_c を用いて、次のように表される。

【0229】

【数95】

$$T_n = k_{dn} T_c \quad \dots \quad (194)$$

【0230】

上 (189) 式を微分すると、次式となる。

30

【0231】

【数96】

$$T'_n = k_{dn} T'_c \quad \dots \quad (195)$$

【0232】

(188)、(190) 式から、 F_{xn}' は次式で表せる。

【0233】

【数97】

$$F'_{xn} = \frac{k_{dn}}{R_n} T'_c \quad \dots \quad (196)$$

【0234】

これを (186-6) 式に代入すると、次式となる。

【0235】

【数98】

$$\sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} T'_c = F'_{xc} \quad \dots \quad (197)$$

【0236】

よって、

【0237】

【数99】

$$T'_c = 1 \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} \cdot F'_{xc} \right. \dots \quad (198)$$

【0238】

そして、(191)式に代入し(186-5)式を用いると、各車輪の F_{xn}' は次式で表される。

【0239】

【数100】

$$F'_{xn} = k_{dn}/R_n \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} \cdot M\alpha'_{xc} \right. \dots \quad (199)$$

【0240】

また、(194)式のMは次式により求まる。

【0241】

【数101】

$$M = \sum_{n=1}^4 F_{zn} \quad \dots \quad (200)$$

【0242】

以上から、(186-1)～(186-4)式において、未知数は μ だけであるので、各車輪の路面摩擦係数は次式で求まる。

【0243】

【数102】

$$\mu_n = k_{dn}/R_n \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} \cdot M\alpha'_{xc} \right/ 1/k_b \cdot F_{zn} \cdot \cos \beta \cdot S_n \quad \dots \quad (201)$$

【0244】

サスペンション部での測定荷重から、各車輪の縦荷重 F_{xn} を求めた場合、以下に示すように、各車輪の加速度 α_{xn} 、 α_{zc} を用いて、各車輪の F_{xn} 、 F_{zc} がより高精度に求まる。

【0245】

【数103】

$$F_{xn} = \frac{F_{zn}}{g} \alpha_{xn} \quad \dots \quad (202-1)$$

$$F_{yn} = \frac{F_{zn}}{g} \alpha_{yn} \quad \dots \quad (202-2)$$

【0246】

また、サスペンション部での荷重を測定した場合、計算により求めていたローリング、ピッティング、駆動力の反力モーメントによる縦荷重の変動は、測定値に含まれているので、より高精度に路面摩擦係数を求めることが可能となる。更に、この場合、重心位置は、(184)式の f_z を F_{zz} とおきかえた次式を解くことで、常時、高精度に求めることが可能となる。

【0247】

【数104】

$$L_{a1} : L_{a2} = \frac{1}{F_{z1}} : \frac{1}{F_{z2}} \quad \dots \quad (202-1\ 1)$$

$$L_{a3} : L_{a4} = \frac{1}{F_{z3}} : \frac{1}{F_{z4}} \quad \dots \quad (202-1\ 2)$$

$$L_{b1} : L_{b3} = \frac{1}{F_{z1}} : \frac{1}{F_{z3}} \quad \dots \quad (202-1\ 3)$$

$$L_{b2} : L_{b4} = \frac{1}{F_{z2}} : \frac{1}{F_{z4}} \quad \dots \quad (202-1\ 4)$$

【0248】

次に、制御方法について説明する。

まず、直進走行時の制御方法について、以下に示す。直進時は、限界スリップ率を求めて（予測して）、A B S 等のブレーキ制御やT C S 等の駆動力制御を行うことが可能である。

ここで、限界スリップ率とは各車輪が滑り出すスリップ率のことである。

【0249】

図26に示すように、 $F_z - S$ 特性図中で、 S が小さい場合は、 S の増加とともに F_z は、ほぼ直線的に増加し、その後、 F_z の増加は緩やかとなり、最大値を示し、減少する。

F_z が最大値を示した時の S が限界スリップ率であり、それ以上の S だとスリップしている状態となる。

よって、 $F_z - S$ 曲線の傾きを測定し、限界スリップ率を超えないように制御を行う、具体的には、 $F_z - S$ 曲線の傾き、つまり、 $d F_z / d S = (d F_z / d t) / (d S / d t)$ を測定する。スリップ率 S が小さい場合、その値はほぼ一定となるが、スリップ率 S が大きくなり、限界スリップ率に近づくと、 $d F_z / d S$ は小さくなる。よって、 $d F_z / d S$ の値が、前回計算値に比較して、例えば、 $1/2, 1/3, 1/5, 1/10, 1/20$ などと値を設定しておき、それ以下の値となった時、ブレーキあるいはエンジンスロットルの開閉等を行い、制御する。

また、限界スリップ率が明らかな場合には、スリップ率 S が限界スリップ率を超えないように、上述した制御を行えばよい。

【0250】

次に、カーブ走行時のスタビリティコントロール（安定制御）の方法について、以下に示す。

カーブ走行時は、車輪の横 (g) 方向にもサイドフォース F_{\perp} が働くため、各車輪を直接制御できないので、予測を行い、各車輪が滑るのを未然に防止する。

その方法としては、たとえば、各車輪に働く力 F_r の時間増加率 dF_r/dt を測定し、数秒後に働く力を予測し、その力が、各車輪が滑り出す力より大きい場合、ブレーキやエンジンスロットルの開閉等による制御を行う。

【0251】

以下に、具体的にその方法を示す。

まず、摩擦円の法則について示す。

（参考文献 5）：坂井真一郎 4 輪独立駆動電気自動車における車両運動制御 輪講資料 1998

摩擦円の法則は、各車輪で成り立ち、図 27 に示すように、各車輪の駆動力 F_{z1} とサイドフォース F_{\perp} との合力 F_r と、滑り出す限界の力 $F_{r\max}$ との関係を示したものである。つまり、 F_r が半径 R の摩擦円より大きくなつた時、車輪は滑り始める。ここで、各車輪が滑り始める力 $F_{r\max}$ は、次式で求まる。

【0252】

【数 105】

$$F_{r\max} = \mu_n F_{z1} \cdot \cos \beta = \mu_n f_n Mg \cdot \cos \beta \quad \dots \quad (203)$$

【0253】

一方、各車輪に働く力は、次のように表される。x 方向に働く駆動力 F_{z1} は次式で求まる。

【0254】

【数 106】

$$F_{z1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot S_1 = \frac{1}{k_b} \mu_1 f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_1 \quad \dots \quad (204-1)$$

$$F_{z2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot S_2 = \frac{1}{k_b} \mu_2 f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_2 \quad \dots \quad (204-2)$$

$$F_{z3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot S_3 = \frac{1}{k_b} \mu_3 f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_3 \quad \dots \quad (204-3)$$

$$F_{z4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot S_4 = \frac{1}{k_b} \mu_4 f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_4 \quad \dots \quad (204-4)$$

【0255】

各車輪の y 方向に働くサイドフォース F_{\perp} は次式から求まる。

【0256】

【数107】

$$F_{y1} = f_1 \alpha_{y1} M \quad \dots (205-1)$$

$$F_{y2} = f_2 \alpha_{y2} M \quad \dots (205-2)$$

$$F_{y3} = f_3 \alpha_{y3} M \quad \dots (205-3)$$

$$F_{y4} = f_4 \alpha_{y4} M \quad \dots (205-4)$$

【0257】

よって、各車輪に働く合力 F_{yy} は次式から求まる。

【0258】

【数108】

$$F_{yy} = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{k_b} \mu_n f_n g \cdot \cos \beta \cdot S_n\right)^2 + (f_n \alpha_{y1})^2 \cdot M} \quad \dots (206)$$

【0259】

このように、各車輪のスリップ率 S_n と、縦荷重 F_{yy} 、 y (横) 方向加速度 α_{yy} を用いて、各車輪の合力 F_{yy} (駆動力 F_{xx} とサイドフォース F_{yy} のベクトル和) が求まる。また、直進時は、 y (横) 方向に力を受けないので、合力 F_{yy} と駆動力 F_{xx} が等しくなり、 y (横) 方向加速度 α_{yy} を用いなくてもよい。尚、 $\alpha_{yy} = 0$ とすれば、(106) 式を用いて、各車輪の合力 F_{yy} を求めてもよい。

【0260】

摩擦円の法則から明らかなように、各車輪において合力 F_{yy} が F_{yy} 以下であれば、車輪は滑らない。よって、次式が成り立つ時、各車輪は滑らない。

【0261】

【数109】

$$\sqrt{\left(\frac{1}{k_b} \mu_n g \cdot \cos \beta \cdot S_n\right)^2 + (\alpha_{y1})^2 \cdot M \cdot f_n} \leq \mu_n f_n M g \cdot \cos \beta \quad \dots (207)$$

【0262】

上 (202) 式の両辺に f_n , M があるので消え、次式が成り立つとき、滑らないことになる。

【0263】

【数110】

$$\sqrt{\left(\frac{1}{k_b} \mu_n g \cdot \cos \beta \cdot S_n\right)^2 + (\alpha_{y1})^2} \leq \mu_n g \cdot \cos \beta \quad \dots (208)$$

【0264】

上 (203) 式が成り立つように、カーブ走行時は、制御を行う。具体的な方法を以下に示す。

【0265】

図 28 に示すように、時刻 T_1 において、 $(d F_{yy} / d t)_{yy}$ の測定を行い、 t 秒後 (例えば 0.5 秒, 1 秒, 2 秒) の時刻 T_2 における各車輪に作用する力 $F_{yy,yy}$ を、次

式のように予測する。

【0266】

【数111】

$$F_{wn}(T_2) = F_{wn}(T_1) + \left(\frac{d F_{wn}}{dt} \right)_{(T_1)} \cdot t \quad \dots \quad (209)$$

【0267】

そして、 $F_{wn}(T_2) \geq F_{10}$ となる時には、時刻 T_1 において、ブレーキやエンジンスロットル等の制御を行い、各車輪の滑りを未然防止する。

図28を用いて説明すると、a点、b点について、a点の場合、傾き $(d F_{wn}/dt)_{(T_1)}$ が小さいので、時刻 T_2 において、 $F_{wn}(T_2) < F_{10}$ となるので、制御しないが、b点の場合、傾き $(d F_{wn}/dt)_{(T_1)}$ が大きく、時刻 T_2 において、 $F_{wn}(T_2) \geq F_{10}$ と予測されるので、上述の制御を行う。

【0268】

次に、キングピン角、キャスタ角、キャンバ角、ヨ一角の影響の除去について説明する。

自動車がもつキングピン角、キャスタ角、キャンバ角、ヨ一角等によって、加速度センサ221の測定値に影響が出る場合は、実験値を記憶させておき、その影響を除去すればよい。

図29に示すように、路面凹凸部を通過する時、サスペンションが伸縮し、測定値に誤差が生じ、対地速度およびスリップ率等に誤差が生じる。その場合、各車輪支持部材（車輪ユニット、車軸ユニットともいう。）にz方向加速度センサ221を取り付け、路面凹凸等による振動を検出し、補正を行い、高精度に対地速度およびスリップ率を求めることが可能である。

また、車体側にも、z方向加速度センサ221を取りければ、その差を測定することで、より高精度に路面凹凸等による振動成分を除去することが可能である。

【0269】

次に、加速度センサ221について説明する。

一般的に、自動車の受ける加速度は急発進、急ブレーキ時に最大となり、±0.5G程度と考えられる。よって、加速度計の測定レンジは、それよりも大きい必要がある。また、低速度の時は、微小な加速度変化に対応するため、高分解能が必要となり、高速走行時には、高応答性が必要となる。

【0270】

以下に加速度センサ221について詳細に説明する。

1. アナログ・デバイセズ株式会社製、「ADXL202E」

2軸加速度センサで、測定レンジは、±2Gである。5Vで作動しデジタル信号または増幅アナログ信号出力である。データ転送速度は0.01Hzから5kHzまで接続コンデンサにより可変であり、応答性と分解能は次のようないい関係となる。60Hz-2mg、20Hz-1mg、5Hz-0.5mg、耐衝撃は1000gであり、耐熱温度は-65~150°Cある。高速応答が可能である。サイズは5mm×5mm×2mmと小型で、1個500円程度と低価格であり、様々な分野で使われている。これを2個使えばx、y方向の加速度とx、y軸回りの角加速度が求められる。

2. 日立金属株式会社製ピエゾ抵抗型3軸加速度センサ

加速度の作用により生じる力によって、ピエゾ抵抗に応力が発生し、加速度の検出を行う。1軸の加速度センサを3個、2軸の加速度センサを2個組み立てて、3軸方向の加速度を同時に検出可能で、傾きの検出も可能である。測定レンジは、±3Gで、パッケージサイズが4.8×4.8×1.25mmと超小型である。

3. 北陸電気工業製ピエゾ抵抗型3軸加速度センサ

10

20

30

40

50

日立金属製と同様に3軸の加速度の同時検出が可能である。測定レンジは、±2Gであり、サイズは $5.2 \times 5.6 \times 1.35\text{mm}$ である。

(関連特許文献) 特開2003-240795号公報、
特開2002-243759号公報

上述した加速度センサも含めて、加速度センサ221には、測定原理により、ピエゾ抵抗型、静電容量型、圧電型等があり、本方法で用いる加速センサはいずれでもよい。

【0271】

次に、センサの取付け位置について説明する。

加速度センサ221は、各車輪の挙動を測定するので、タイヤ幅の中心部に取付けるのが理想的である。直進走行時には、車軸ユニットに取付けられていればよいが、カーブ走行時には、タイヤ幅中心からずれると、測定される加速度に誤差が生じるため、各車輪の対地速度V_oおよびスリップ率S_oにも誤差が生じる。よって、加速度センサ221は、タイヤホイールのリム幅内に取付けるのが望ましい。

【0272】

加速度センサ221を、タイヤホイールのリム幅内から、150mm以内に取付けられない場合は、以下に示すように、タイヤの旋回角から、オフセット量を補正し、対地速度V_o、スリップ率S_oを求める方法もある。

【0273】

図30に示すように、車輪n ($n = 1, 2, 3, 4$) に、タイヤ中心からy_{off} (mm)の位置に、加速度センサ221が取付けられている場合について説明する。

車輪nがX_o方向に進行していて、X_o方向に旋回する時、各車輪のスリップ角θ_oはハンドルの切れ角から求まる。この時、センサ取付け位置では、タイヤ中心に比べ、次式で示す加速度△αが作用するので、減算し、補正する。

【0274】

【数112】

$$\Delta\alpha_{xn} = y_{off} \cdot \theta_n'' \quad \dots \quad (210)$$

【0275】

【数113】

$$\Delta\alpha_{yn} = y_{off} \cdot (\theta_n')^2 \quad \dots \quad (211)$$

【0276】

つまり、センサ取付位置では、タイヤ中心位置を中心とした半径y_{off}の円運動によつて、加速度が生じる。X_o方向には、周加速度が作用し、Y_o方向には遠心力の加速度が生じるので、上式で求まる加速度を、測定値より減算し、補正を行う。

【0277】

次に、加速度センサ221および回転センサ222の精度について説明する。

自動車が受ける加速度は、急発進時、急ブレーキ時で、±0.5g程度であり、各車輪が受ける加速度もほぼ同様と考えられる。よって、制御する加速度は1gの範囲内であり、その1/200~1/500の精度が必要であるとするすると、5mg~2mgの分解能が必要となる。また、自動車は、急ブレーキ時等は加速度が急激に変化し、その絶対値が大きい場合には、高応答性を要求し、低速時等は高精度の制御が要求される。アナログ・デバイセズ社製の加速度センサはコンデンサを変えることで、0.01Hzから5kHzまで応答性が可変であり、それによって分解能も変えることができる。よって、加速度センサは、検出した加速度の絶対値が大きい場合、高応答性が要求されるので、応答性を60Hzとすればよく、その時の分解能は2mgとなる。更に、応答性を上げてもよい。また、高精度が必要な時は、5Hzとすれば、分解能は0.5mgとなる。

【0278】

また、用いる高分解能回転センサについては、磁気エンコーダをホール素子で検出するアクティブ・センサが車輪用に適している。この磁気エンコーダは、望ましくはピッチ誤差の小さい物（1.0%以下、0.5%以下、より望ましくは0.1%以下）を使うと良い。

【0279】

高精度が得られにくい場合（フェライトゴム磁石エンコーダなど）は、あらかじめ、一回転分のピッチ誤差を、メモリに覚えこませておき、誤差補正しながら使うことで、高精度を確保することができる。尚、走行初期時に補正する場合は、何回転かデータを取って平均するかパターン認識から補正する。その際は、一箇所だけ、ピッチを例えば10%又は50%ずらしておき、そこを基準に補正すると処理しやすくなる。

【0280】

また、別の方法としてセンサの検出部を2ヶ所（ダブルヘッド）にしてエンコーダの1つのピッチが片方の検出部を通過してから他方の検出部を通過するまでの時間差を測れば、各ピッチの誤差に関係なく正しい回転角速度が測れる。

（参考文献6）：特開平6-307922号公報（（株）小野測器）

（参考文献7）：特開昭62-291519号公報（三菱重工業（株））

【0281】

次に、z方向加速度計（角速度センサ）について説明する。

z方向の加速度を測定することで、

(1) 路面勾配の測定

(2) 路面凹凸等による振動の測定

が可能となる。実際には、路面勾配の測定を行いたい時は、出力されたz方向加速度のデータを数回記憶しておき、平均化することで、細かい加速度のデータが消え、大きな加速度変化が出力され、路面勾配がわかる。逆に、路面凹凸等による振動を測定する時には、平均化処理を行わないか、平均化するとしても、その個数を小さくすればよい。尚、平均化するz方向加速度の個数が異なる加速度計を複数個設置してもよい。また、3軸角度センサ、6軸モーションセンサ等を設置すれば、より高精度に制御できる。

【0282】

つぎに、2軸駆動（FF、FR）の荷重分担比 f_r の算出方法について説明する。

FF、FRといった二輪駆動車の場合には、以下に示す方法で、荷重分担比 f_r が求まる。ブレーキ時で、尚かつ、ニュートラル時、つまり、自動車の駆動装置から各車輪へ駆動力の伝達がない時には、図10に示すように、各車輪のブレーキの液圧から、各車輪の制動力 F_{br} が求まる。各車輪の制動力 F_{br} とスリップ率 S_r とには、次式が成り立つ。

【0283】

【数114】

$$F_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot S_1 \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 2-1)$$

$$F_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot S_2 \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 2-2)$$

$$F_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot S_3 \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 2-3)$$

$$F_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot S_4 \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 2-4)$$

【0284】

上式を変形すると、次式となる。

【0285】

【数115】

$$F_{z1} = F_{x1} \sqrt{\frac{1}{k_b} \mu_1 \cdot S_1} \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 3-1)$$

$$F_{z2} = F_{x2} \sqrt{\frac{1}{k_b} \mu_2 \cdot S_2} \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 3-2)$$

$$F_{z3} = F_{x3} \sqrt{\frac{1}{k_b} \mu_3 \cdot S_3} \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 3-3)$$

$$F_{z4} = F_{x4} \sqrt{\frac{1}{k_b} \mu_4 \cdot S_4} \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 3-4)$$

【0286】

ここで、一時的に各車輪の摩擦係数が等しいと考え、次式のように μ とする。

【0287】

【数116】

$$\mu_m = \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 \quad \dots \quad (2 \ 1 \ 4)$$

【0288】

上式を連立方程式 (2 1 3) 式に代入すると、

【0289】

【数117】

$$F_{z1} = F_{x1} \left/ \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_1 \right. \cdots (215-1)$$

$$F_{z2} = F_{x2} \left/ \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_2 \right. \cdots (215-2)$$

$$F_{z3} = F_{x3} \left/ \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_3 \right. \cdots (215-3)$$

$$F_{z4} = F_{x4} \left/ \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_4 \right. \cdots (215-4)$$

【0290】

上式から、各車輪の荷重分担比の比率は次のように求まる。

【0291】

【数118】

$$f_1 : f_2 : f_3 : f_4 = F_{z1} : F_{z2} : F_{z3} : F_{z4} = F_{x1}/S_1 : F_{x2}/S_2 : F_{x3}/S_3 : F_{x4}/S_4 \cdots (216)$$

【0292】

全体の制動力を $F_b = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}$ とし、それに対する各車輪の制動力の比率を b_i とする。

【0293】

【数119】

$$b_1 = F_{x1}/F_b, \quad b_2 = F_{x2}/F_b, \quad b_3 = F_{x3}/F_b, \quad b_4 = F_{x4}/F_b \cdots (217)$$

【0294】

この比率を用いると、荷重分担比は次のようになる。

【0295】

【数120】

$$f_1 : f_2 : f_3 : f_4 = b_1/S_1 : b_2/S_2 : b_3/S_3 : b_4/S_4 \cdots (218)$$

【0296】

係数 k を掛ければ、 $f_i = k (b_i / S_i)$ と考えられる。 $f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1$ に代入する。

40

【0297】

【数121】

$$k \frac{b_1}{S_1} + k \frac{b_2}{S_2} + k \frac{b_3}{S_3} + k \frac{b_4}{S_4} = 1 \cdots (219)$$

【0298】

上(219)式を整理すると、次式のように k が求まる。

【0299】

50

【数122】

$$k \left(\frac{b_1}{S_1} + \frac{b_2}{S_2} + \frac{b_3}{S_3} + \frac{b_4}{S_4} \right) = 1 \quad \dots \quad (220)$$

【0300】

【数123】

$$k = 1 / \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots \quad (221)$$

【0301】

k が求まったので、各車輪の荷重分担比が次のように求まる。

【0302】

【数124】

$$f_1 = \frac{b_1}{S_1} / \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots \quad (222-1)$$

$$f_2 = \frac{b_2}{S_2} / \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots \quad (222-2)$$

$$f_3 = \frac{b_3}{S_3} / \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots \quad (222-3)$$

$$f_4 = \frac{b_4}{S_4} / \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots \quad (222-4)$$

【0303】

各車輪の路面摩擦係数は次式で求まる。

【0304】

【数125】

$$\mu_1 = F_{x1} \left/ \frac{1}{k_b} f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_1 \right. \cdots (223-1)$$

$$\mu_2 = F_{x2} \left/ \frac{1}{k_b} f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_2 \right. \cdots (223-2)$$

$$\mu_3 = F_{x3} \left/ \frac{1}{k_b} f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_3 \right. \cdots (223-3)$$

$$\mu_4 = F_{x4} \left/ \frac{1}{k_b} f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_4 \right. \cdots (223-4)$$

【0305】

尚、各車輪のブレーキ時の液圧がわからない場合は、各車輪に働く制動力を等しい $F_{..} = F_{..1} = F_{..2} = F_{..3} = 1/4 F_{..}$ として、荷重分担比を求め、路面摩擦係数を求めればよい。尚、荷重分担比も、エンジンを切る等により、自動車の電気系統（電源）が切れた場合は、その値を記憶しておき、次回の計算時に使用する。

【0306】

次に、スリップ率を求める別法について説明する。

各車輪の速度およびスリップ率を求める別法として、以下に示す方法もある。

【0307】

(1) 積分法

微小時間 Δt 内で、加速度センサ 221 の出力から重力影響を除いて求めた真の加速度 α_x から速度変化分 ΔV を求め、一方、回転センサ 222 の出力 ω から回転角速度の変化分 $\Delta \omega$ を求め、その比率から、各車輪の仮想半径 r を求める。まず、時間 t_1 から t_2 までの微小時間 Δt での速度変化分 ΔV は α_x から、次式で求まる。

【0308】

【数126】

$$\Delta V_\alpha = \int_{t1}^{t2} \alpha_x dt \cdots (224)$$

【0309】

次に、同じ t_1 から t_2 までの微小時間 Δt での回転速度の変化分 $\Delta \omega$ は、回転センサ 222 の出力 $\omega_{..1}, \omega_{..2}$ から、次式で求まる。

【0310】

【数127】

$$\Delta \omega = \omega_{t2} - \omega_{t1} \cdots (225)$$

【0311】

上 2 式の比率から、各車輪の仮想半径 r は次式より求まる。

【0312】

20

30

40

50

【数128】

$$r = \Delta V_a / \Delta \omega = \int_{t_1}^{t_2} \alpha_x dt / (\omega_{t_2} - \omega_{t_1}) \quad \dots \quad (226)$$

【0313】

上式の r の比が、時間に依らず一定でかつ 0 (ゼロ) でない時には、各車輪対地速度 V は次式で求まる。

【0314】

【数129】

10

$$V = r\omega = \int_{t_1}^{t_2} \alpha_x dt / (\omega_{t_2} - \omega_{t_1}) \cdot \omega \quad \dots \quad (227)$$

【0315】

r の比が変化し始めた場合、その時の時刻を t とし、その時点の対地速度を V とすれば、時間 t 後の対地速度は、次式で求まる。

【0316】

【数130】

$$V = V_{t_1} + \int_{t_1}^t \alpha_x dt \quad \dots \quad (228)$$

【0317】

また、前述したような、車両のニュートラル状態で、各車輪のタイヤ実半径 R が、次式により求まる。

【0318】

【数131】

$$R = \frac{V}{\omega} \quad \dots \quad (229)$$

【0319】

尚、(112) 式で前述したようにニュートラル状態は、次式が成り立つ時である。

【0320】

【数132】

$$\alpha + g \sin \beta = 0 \quad \dots \quad (230)$$

【0321】

以上から求まった V 、 R を用いて、各車輪のスリップ率 S が求まり、各車輪のスリップ状態がわかる。

【0322】

【数133】

(駆動時)

$$S = 1 - V/R\omega \quad \dots \quad (231)$$

【0323】

【数134】

(制動時)

$$S = 1 - R\omega/V \quad \dots \quad (232)$$

【0324】

また、 α と回転センサ222の出力の比を表す。仮想半径 r は、次式で表すように、 t_1 から t_2 の微小時間 Δt で加速度の2回積分から移動距離 ΔL を求め、回転センサ22の1回積分から回転角度 $\Delta\theta$ を求めてよい。 $\Delta\theta$ は回転角度の差として求めてもよい

10

【0325】

【数135】

$$r = \Delta L / \Delta\theta = \int \int_{t_1}^{t_2} \alpha dt^2 / \int_{t_1}^{t_2} \omega dt = \int \int_{t_1}^{t_2} \alpha dt^2 / (\theta_{t_2} - \theta_{t_1}) \quad \dots \quad (233)$$

【0326】

(2) 合成法

車両が従動輪を有する場合、駆動時に従動輪のスリップ率が0（ゼロ）であるので、以下に示す方法で、各車輪のスリップ状態がわかる。

20

まず、平地、低速、低下速度の直進時に各車輪の対地速度は4つとも同じで、実半径 R を用いて、次式より求まる。

【0327】

【数136】

$$V_{x1} = V_{x2} = V_{x3} = V_{x4} \quad \dots \quad (234-1)$$

$$V_{x1} = R_1\omega_1 \quad \dots \quad (234-2)$$

$$V_{x2} = R_2\omega_2 \quad \dots \quad (234-3)$$

$$V_{x3} = R_3\omega_3 \quad \dots \quad (234-4)$$

$$V_{x4} = R_4\omega_4 \quad \dots \quad (234-5)$$

【0328】

ここで、車輪1、2を従動輪とし、さらに車輪1の実半径 R を基準半径とする。上式から、各車輪の実半径 R は、 R_1 と回転角速度 ω から次式で表される。ここで、添字のNはニュートラル状態を示すものとする。

40

【0329】

【数137】

$$\begin{aligned} R_1 &= R_1 & \cdots & (2\ 3\ 5-1) \\ R_2 &= (\omega_1/\omega_2)_N \cdot R_1 & \cdots & (2\ 3\ 5-2) \\ R_3 &= (\omega_1/\omega_3)_N \cdot R_1 & \cdots & (2\ 3\ 5-3) \\ R_4 &= (\omega_1/\omega_4)_N \cdot R_1 & \cdots & (2\ 3\ 5-4) \end{aligned}$$

【0330】

上式から、各車輪の実半径 R_i が R_1 の比として求まる。

次に前記条件でない直進時は、各車輪の仮想半径 r を用いると、次式が成り立つ。

【0331】

【数138】

$$\begin{aligned} V_{x1} &= V_{x2} = V_{x3} = V_{x4} & \cdots & (2\ 3\ 6-1) \\ V_{x1} &= r_1 \omega_1 & \cdots & (2\ 3\ 6-2) \\ V_{x2} &= r_2 \omega_2 & \cdots & (2\ 3\ 6-3) \\ V_{x3} &= r_3 \omega_3 & \cdots & (2\ 3\ 6-4) \\ V_{x4} &= r_4 \omega_4 & \cdots & (2\ 3\ 6-5) \end{aligned}$$

【0332】

よって、直進走行時の各車輪の仮想半径 r は車輪 1 の r_1 を用いて、次式で表される。

【0333】

【数139】

$$\begin{aligned} r_1 &= r_1 & \cdots & (2\ 3\ 7-1) \\ r_2 &= (\omega_1/\omega_2)_N \cdot r_1 & \cdots & (2\ 3\ 7-2) \\ r_3 &= (\omega_1/\omega_3)_N \cdot r_1 & \cdots & (2\ 3\ 7-3) \\ r_4 &= (\omega_1/\omega_4)_N \cdot r_1 & \cdots & (2\ 3\ 7-4) \end{aligned}$$

30

【0334】

この時、従動輪 1 および 2 の仮想半径はスリップ率が 0 であるので、次式が成り立つ。

【0335】

【数140】

$$\begin{aligned} r_1 &= R_1 & \cdots & (2\ 3\ 8-1) \\ r_2 &= R_2 = (\omega_1/\omega_2)_N \cdot R_1 & \cdots & (2\ 3\ 8-2) \end{aligned}$$

【0336】

また、駆動輪 3 および 4 の仮想半径は、 R_1 を用いて次式で求まる。

【0337】

【数141】

$$r_3 = (\omega_1 / \omega_3)_N \cdot R_1 \quad \dots (2\ 3\ 9 - 1)$$

$$r_4 = (\omega_1 / \omega_4)_N \cdot R_1 \quad \dots (2\ 3\ 9 - 2)$$

【0338】

よって、直進時の対地速度 V_1 は、 R_1 を決めておけば、次式で求まる。

【0339】

【数142】

$$V_1 = r_1 \omega_1 \quad \dots (2\ 4\ 0 - 1)$$

$$V_2 = r_2 \omega_2 \quad \dots (2\ 4\ 0 - 2)$$

$$V_3 = r_3 \omega_3 \quad \dots (2\ 4\ 0 - 3)$$

$$V_4 = r_4 \omega_4 \quad \dots (2\ 4\ 0 - 4)$$

10

【0340】

各車輪のスリップ率 S_i は、次式で求まる。

【0341】

【数143】

$$S_1 = 0 \quad \dots (2\ 4\ 1 - 1)$$

$$S_2 = 0 \quad \dots (2\ 4\ 1 - 2)$$

$$S_3 = 1 - r_3 / R_3 \quad \dots (2\ 4\ 1 - 3)$$

$$S_4 = 1 - r_4 / R_4 \quad \dots (2\ 4\ 1 - 4)$$

【0342】

次に、カーブ時について説明する。

カーブ時は、 $V_{11} = V_{12} = V_{13} = V_{14}$ が成り立たないので、次の方法で仮想半径を求める。従動輪はスリップ率が 0 であるので、次式が成り立つ。

【0343】

【数144】

$$r_1 = R_1 \quad \dots (2\ 4\ 2 - 1)$$

$$r_2 = R_2 = (\omega_2 / \omega_1)_N \cdot R_1 \quad \dots (2\ 4\ 2 - 2)$$

【0344】

駆動輪 3、4 は、加速度を積分し、積分前の値 V_{11} に加算し、対地速度 V を求めると

【0345】

【数145】

$$V_{x3} = V'_{x3} + \int_{t1}^t \alpha dt \quad \dots (243-1)$$

$$V_{x4} = V'_{x4} + \int_{t1}^t \alpha dt \quad \dots (243-2)$$

【0346】

ただし、 V_{xx} は R_1 を基準としているので、実際の速度ではないので、微分法または積分法、又は他の方法で、実半径 R_1 を求めれば、より高精度に求まる。

各車輪の対地速度 V_x を、回転角速度 ω で割り、仮想半径 r を求める。

【0347】

【数146】

$$r_3 = V_{x3} / \omega_3 \quad \dots (244-1)$$

$$r_4 = V_{x4} / \omega_4 \quad \dots (244-2)$$

【0348】

以上のようにして、各車輪の実半径 R_x 、仮想半径 r_x を使って、各車輪のスリップ状態がわかる。以下に、各車輪のスリップ率を求める式を示す。

【0349】

【数147】

$$S_1 = 0 \quad \dots (245-1)$$

$$S_2 = 0 \quad \dots (245-2)$$

$$S_3 = 1 - r_3 / R_3 \quad \dots (245-3)$$

$$S_4 = 1 - r_4 / R_4 \quad \dots (245-4)$$

【図面の簡単な説明】

【0350】

【図1】本発明に係る路面摩擦係数測定用スリップセンサ付きハブ軸受の一実施形態を示す断面図である。

【図2】スリップセンサの好適な取付け位置を示す要部拡大図である。

【図3】第1実施形態に用いられるスリップセンサの概略図である。

【図4】従来技術による車軸ユニットを示す断面図である。

【図5】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図6】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図7】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図8】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図9】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図10】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図11】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図12】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図13】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図14】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図15】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図16】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図17】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図18】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図19】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図20】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図21】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図22】第1実施形態に用いられる圧力センサの取付外観図である。
【図23】図22におけるセンサ部分の断面図である。
【図24】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図25】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図26】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図27】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図28】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図29】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
【図30】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【符号の説明】

【0351】

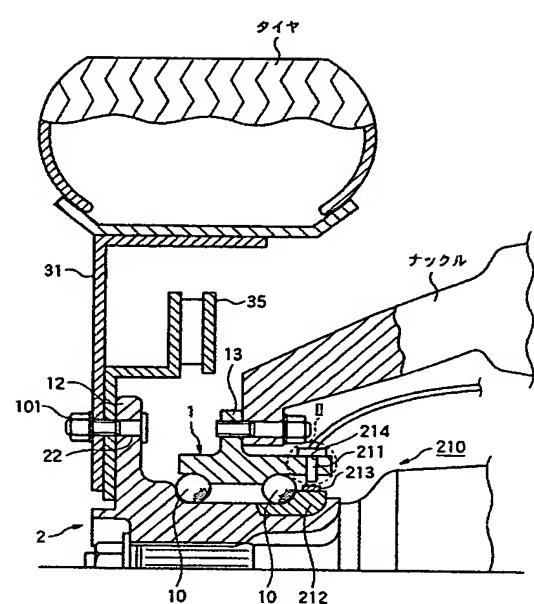
1 外輪
2 ハブ
1 0 玉（転動体）
1 2 取付けフランジ
1 3 結合フランジ
3 1 ホイール
3 5 ディスクロータ
2 1 1 スリップセンサ
2 1 2 回転部材
2 1 3 エンコーダ
2 1 4 取付け孔
2 1 5 取付け部

10

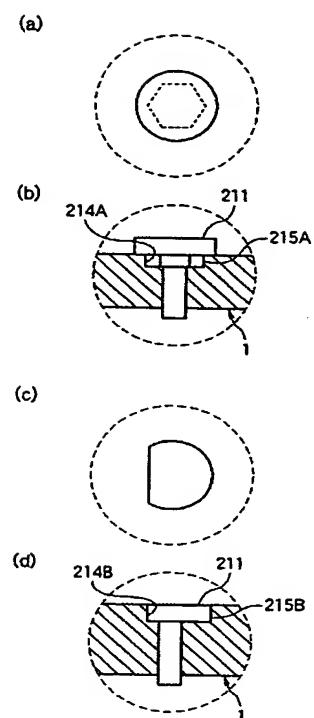
20

30

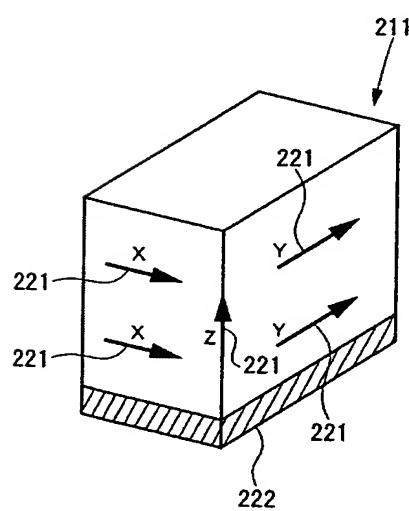
【図1】



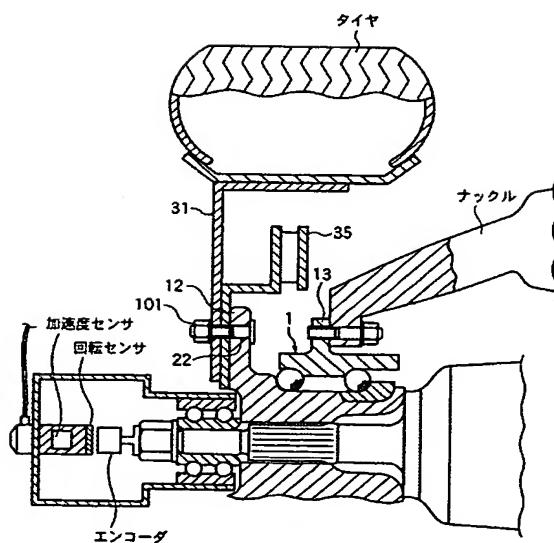
【図2】



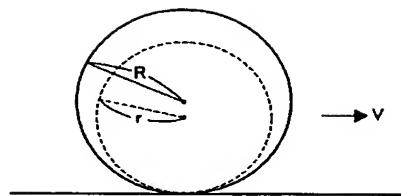
【図3】



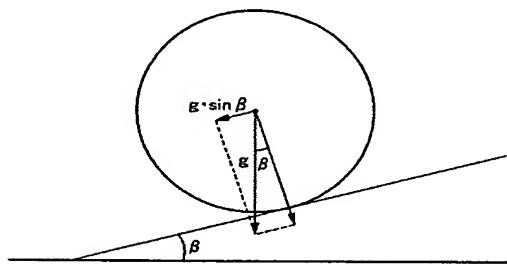
【図4】



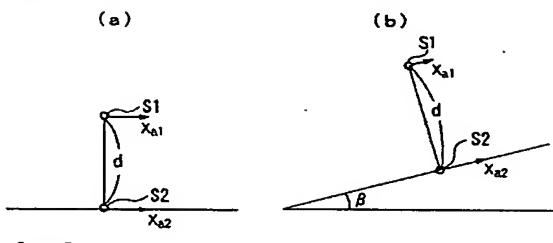
【図5】



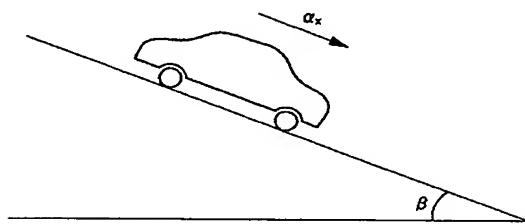
【図6】



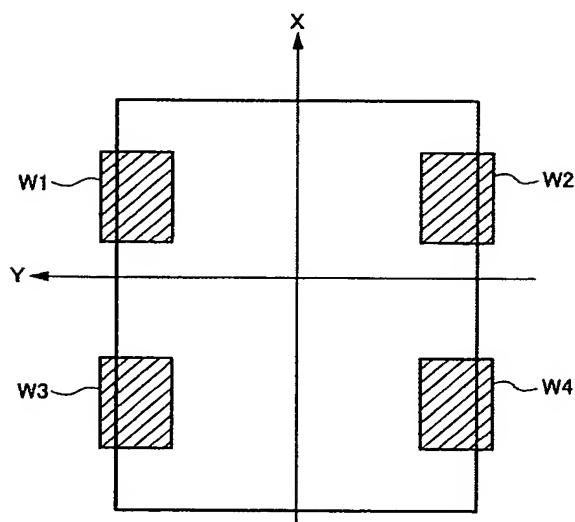
【図7】



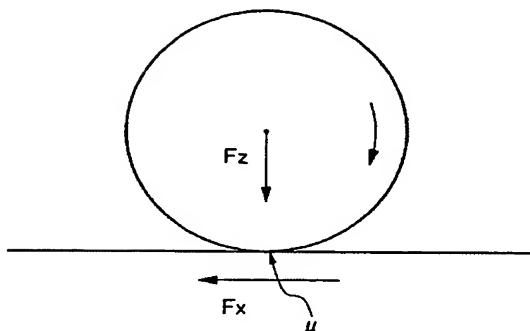
【図8】



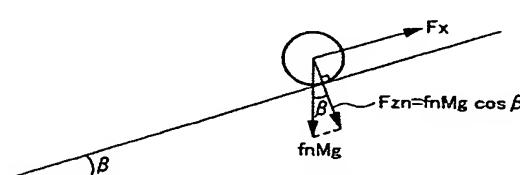
【図9】



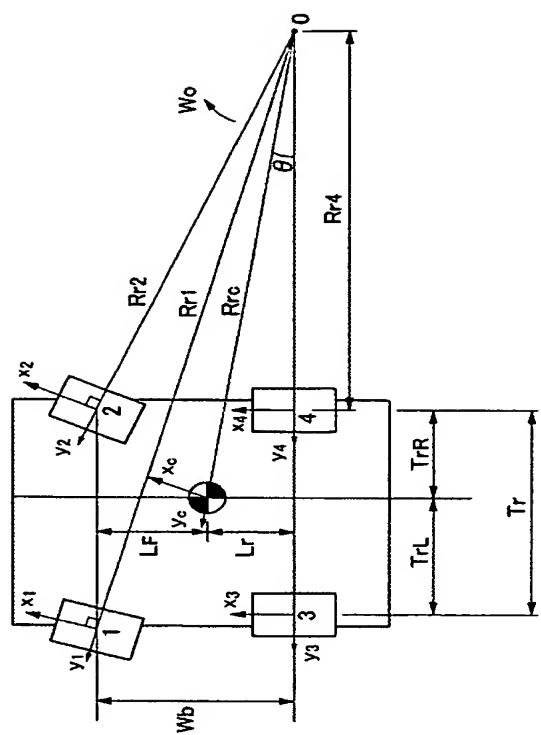
【図10】



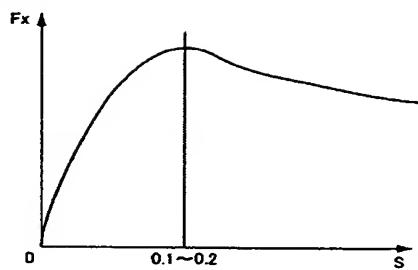
【図11】



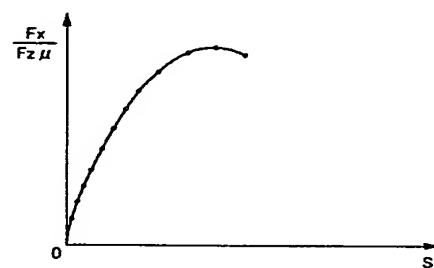
【図12】



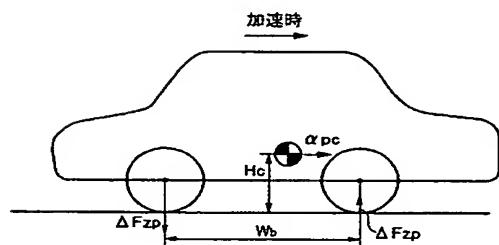
【図13】



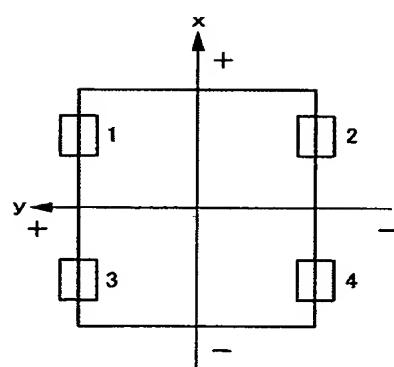
【図14】



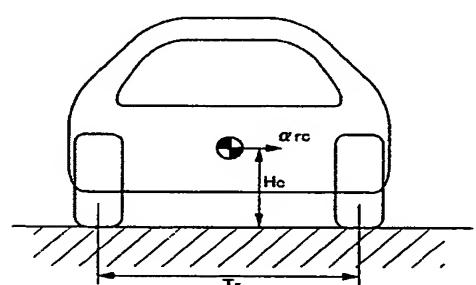
【図15】



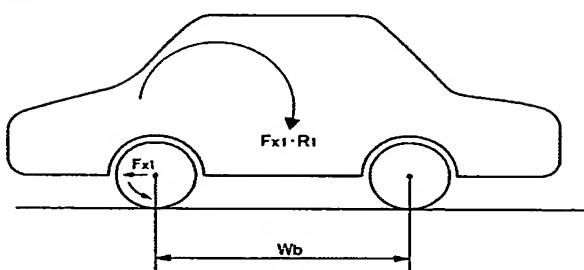
【図17】



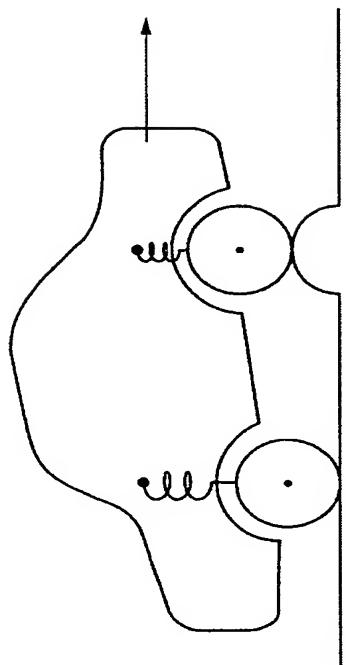
【図16】



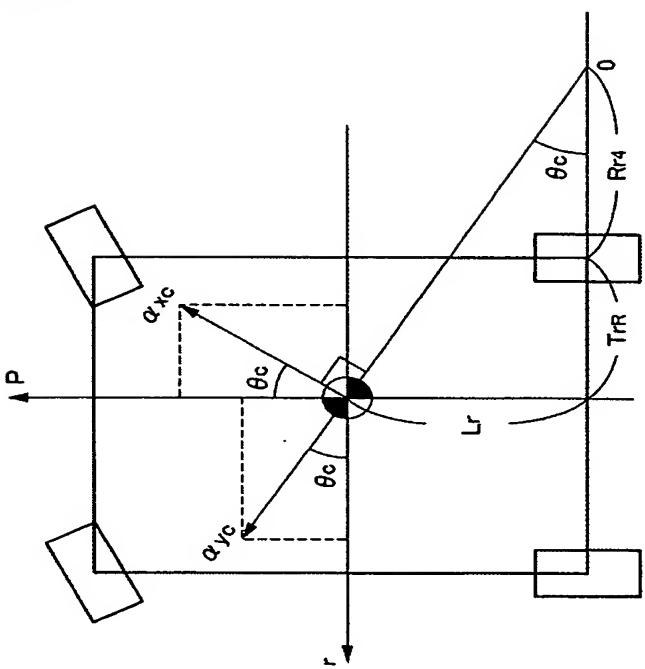
【図18】



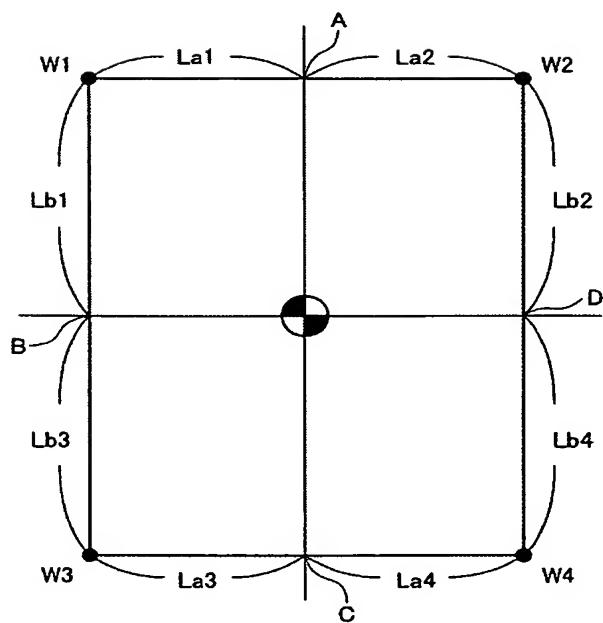
【図19】



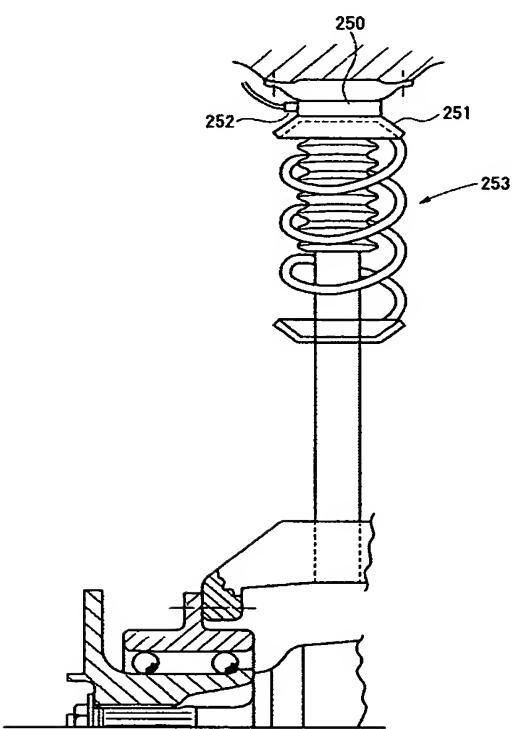
【図20】



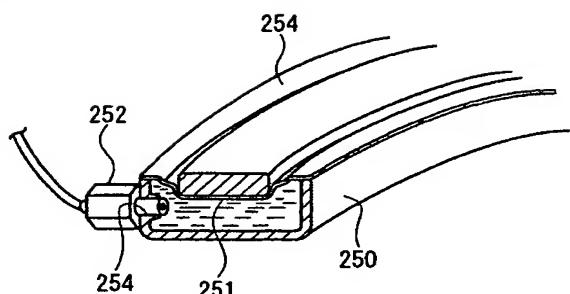
【図21】



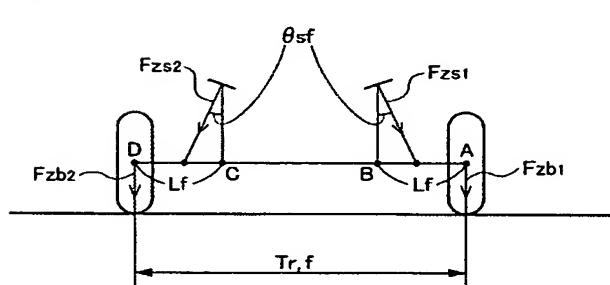
【図22】



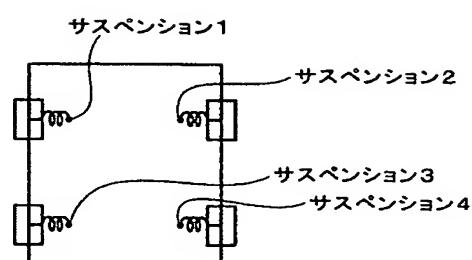
【図23】



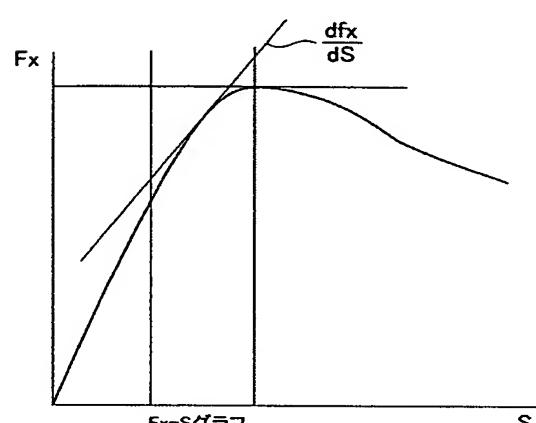
【図24】



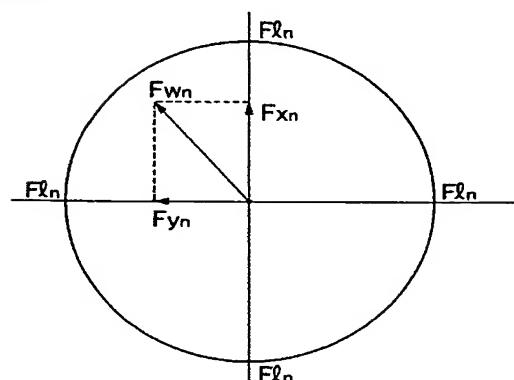
【図25】



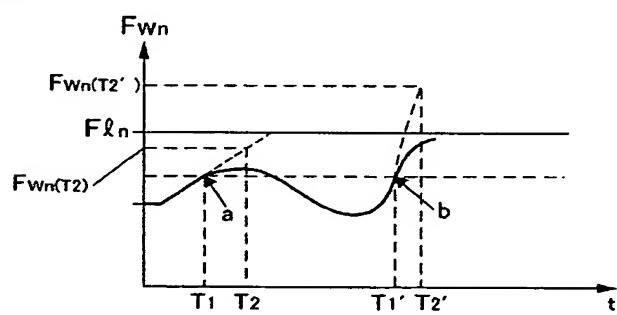
【図26】



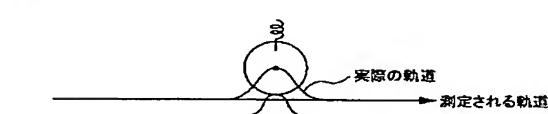
【図27】



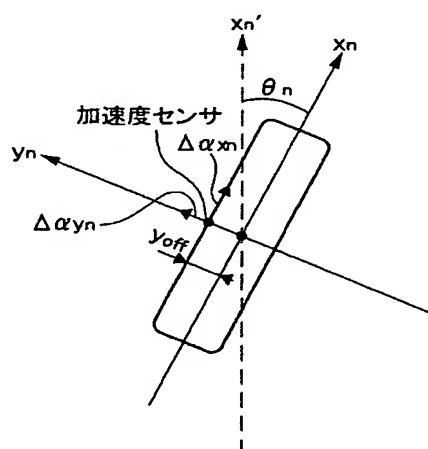
【図28】



【図29】



【図30】



(58)

JP 2004-69071 A 2004.03.04

フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7

F I

テーマコード (参考)

G 01 P 3/487

F